

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Měřicí přípravek pro měření naklopení ozubeného kola

Device for Measuring of a Toothed Gear Tilting

Student:

Bc. Václav Mosler

Vedoucí diplomové práce:
PhD.

doc. Ing. Jiří Havlík,

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Václav Mosler**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Měřicí přípravek pro měření naklopení ozubeného kola**
Device for Measuring of a Toothed Gear Tilting
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete měřicí přípravek pro měření naklopení ozubeného kola:

1. Krouticí moment na vstupu do přípravku 200 Nm
 2. Umístění přípravku na stávající zkušební zařízení
 3. Ozubená kola a hřídele použijte z určené převodovky ŠKODA AUTO Mladá Boleslav
- Výkresová dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

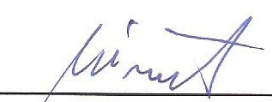
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

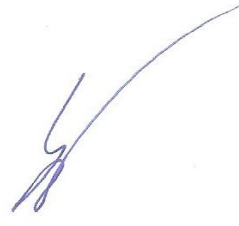
Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta:

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

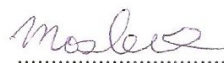
V Ostravě16.5.2016.....

..........
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5.2015


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Václav Mosler

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Družstevní 178

Bohuslavice 747 19

Anotace diplomové práce

Mosler, V. Měřicí přípravek pro měření naklopení ozubeného kola. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-TU Ostrava, 2016, 56s. Diplomová práce vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení pro měření naklopení ozubeného kola na jehličkovém ložisku. V úvodu práce je stručně vysvětlena problematika přeřazování rychlostních stupňů v automobilových převodovkách a důvody proč je potřeba naklopení měřit. Práce také obsahuje stručný přehled testovacích okruhů ve vývoji a přehled fyzikálních principů snímačů posunu. Konstrukční řešení obsahuje i rozmístění a volbu snímačů pro měření a volbu testovacího standu. V konstrukčním návrhu je použit nový typ spojky vyvinutý speciálně pro řešený přípravek. Navržený koncept zařízení byl pevnostně zkontrolován. Součástí práce je i optimalizace tvaru držáku snímačů z hlediska vlastních frekvencí.

Anmerkungen zur Diplomarbeit

Mosler, V. Die Messvorrichtung zu messen Neigungen das Zahnrad. Ostrau: Abteilung für Maschinenteile, das Fakultät für Maschinenbau VŠB-TU Ostrava, 2016, 56 Seiten. Führende Arbeit: doc. Jiří Havlík Ph.D

Die Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Konstruktion des Gerätes auf Neigung das Zahnrad zu messen. In der Einleitung der Arbeit ist kurz die Problematik eines Gangwechsels in Fahrzeuggetrieben erklärt und die Gründe, warum es gebraucht ist, Neigung zu messen. Die Arbeit enthält auch einen kurzen Überblick über Versuchsumkreis und einen Überblick über den physikalischen Grundsatz der Sensorenverschiebung. Die Konstruktionslösung enthält die Verteilung und Auswahl von Sensoren für die Messung und die Auswahl der Prüfstand. Im konstruktiven Vorschlag wird ein neues Modell der Kupplung speziell entwickelt für die Vorrichtung benutzt. Das vorgeschlagene Konzept hat die Festigkeit kontrolliert. Die Arbeit enthält auch ein Optimieren der Form der Sensorenträger in Anbetracht der Eigenfrequenzen.

Obsah:

1. Úvod.....	1
2. Testovací okruhy.....	4
3. Fyzikální principy snímačů posuvu.....	8
4. Koncepce zařízení.....	9
5. Volba testovacího okruhu.....	13
5.1 Otevřený okruh.....	13
5.2 Uzavřený zkušební okruh.....	14
6. Navrhované zařízení.....	18
6.1 Zvolený stend.....	18
6.2 Měřicí převodovka.....	20
7. Návrh rozmístění snímačů měřících naklopení kol.....	23
8. Výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu.....	26
8.2 Výpočet spojů s evolventním drážkováním.....	27
8.2 Výpočet nalisovaných spojů.....	29
9. Pevnostní výpočet hřídelů.....	32
9.1 Výpočet sil v ozubení.....	32
9.2 Výpočet reakcí v ložiscích hnacího hřídele.....	33
9.3 Výpočet reakcí hnané hřídele.....	38
9.3 Výpočet ložisek.....	42
9.4 Kontrola hřídelů.....	45
10. Výpočet spojky s kuličkami.....	47
11. Vlastní frekvence držáku.....	49
12. Závěr.....	54
13. Použitá literatura.....	55
14. Seznam příloh.....	56

Seznam použitých symbolů a značek:

C_N	[-]	Tuhost náboje
D, d	[mm]	Průměry plechového mezikruží
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
D_a	[mm]	Průměry hlavové kružnice v přírubě drážkování
D_1, D_2	[mm]	Průměry hrnce spojky
D_M	[mm]	Průměr kola, na kterém se bude měřit naklopení
E	[GPa]	Modul pružnosti oceli
F_a	[N]	Axiální síla (výpočet ložisek)
F_{A1}, F_{A2}	[N]	Axiální síly v ozubení
F_{o1}	[N]	Obvodová síla v hrnci spojky
F_{o2}	[N]	Obvodová síla v unášce spojky
F_r	[N]	Radiální síla (výpočet ložisek)
F_{r1}, F_{r2}	[N]	Radiální síly v ozubení
F_{t1}, F_{t2}	[N]	Tečné síly v ozubení
L	[mm]	Vzdálenost středu ložisek
L_h	[hod]	Hodinová trvanlivost
L_H	[mm]	Délka náboje spojky
P_{ok}	[kW]	Výkon v okruhu
T	[N·m]	Točivý moment
T_b	[N·m]	Brzdný moment
T_M	[N·m]	Točivý moment motoru
$T_{M21/45}$	[N·m]	Točivý moment na výstupu pro převodový poměr 21/45
T_{MAX}	[N·m]	Maximální točivý moment motoru
T_N	[N·m]	Nominální točivý moment motoru
T_p	[N·m]	Točivý moment pohonu
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_0	[N]	Statické ekvivalentní zatížení ložiska

R_A	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře A
R_{AR}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře A – reverzní směr otáčení
R_{ah}	[μm]	Střední aritmetická odchylka drsnosti profilu hřídele
R_{aH}	[μm]	Střední aritmetická odchylka drsnosti profilu hrnce
R_{AX}	[N]	Reakce v podpoře A působící ve směru osy x
R_{AXR}	[N]	Reakce v podpoře A působící ve směru osy x – reverzní směr otáčení
R_{Ay}	[N]	Reakce v podpoře A působící ve směru osy y
R_{AyR}	[N]	Reakce v podpoře A působící ve směru osy y – reverzní směr otáčení
R_{zh}	[μm]	Maximální drsnost hřidel
R_B	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře B
R_{BR}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře B – reverzní směr otáčení
R_{Ba}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře B
R_{BaR}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře B – reverzní směr
R_{BX}	[N]	Reakce v podpoře B působící ve směru osy x
R_{BXR}	[N]	Reakce v podpoře B působící ve směru osy x – reverzní směr otáčení
R_{By}	[N]	Reakce v podpoře B působící ve směru osy y
R_{ByR}	[N]	Reakce v podpoře B působící ve směru osy y – reverzní směr otáčení
R_{Bz}	[N]	Reakce v podpoře B působící ve směru osy z
R_{BzR}	[N]	Reakce v podpoře B působící ve směru osy z – reverzní směr otáčení
R_{CX}	[N]	Reakce v podpoře C působící ve směru osy x
R_{CXR}	[N]	Reakce v podpoře C působící ve směru osy x – reverzní směr otáčení
R_{Cy}	[N]	Reakce v podpoře C působící ve směru osy y
R_{CyR}	[N]	Reakce v podpoře C působící ve směru osy y – reverzní

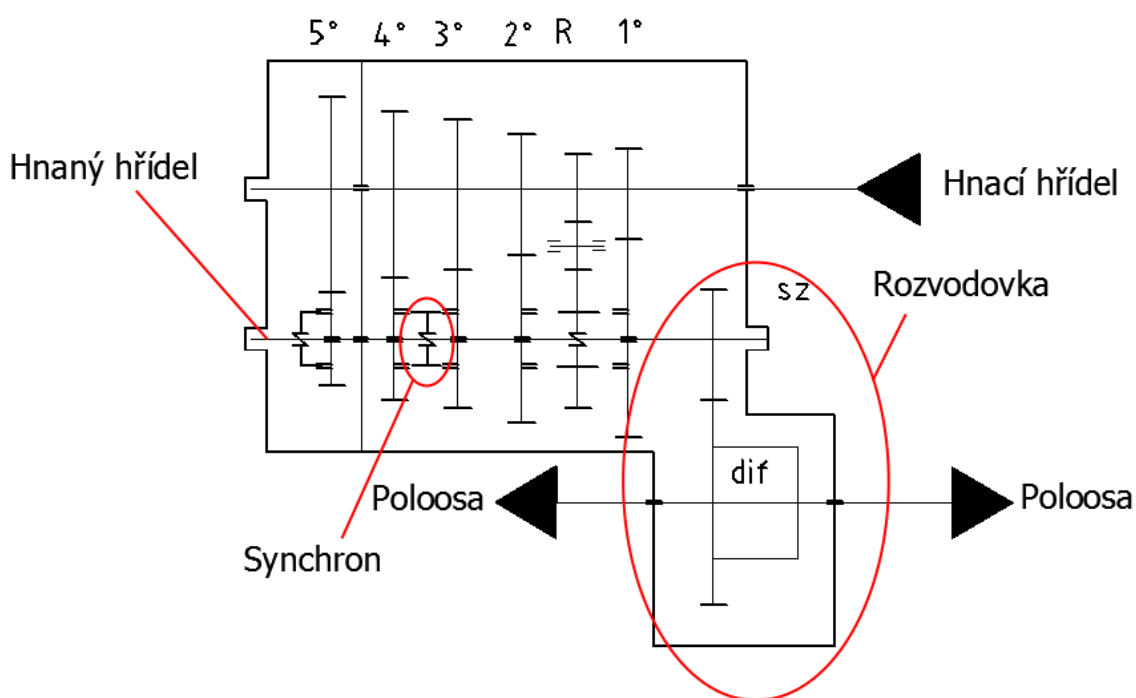
		směr otáčení
R_D	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D
R_{DR}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D – reverzní směr otáčení
R_{Da}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře D
R_{DaR}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře D – reverzní směr otáčení
R_{DX}	[N]	Reakce v podpoře D působící ve směru osy x
R_{DXR}	[N]	Reakce v podpoře D působící ve směru osy x – reverzní směr otáčení
R_{DA}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně A
R_{DAR}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně A – reverzace směru otáčení
R_{DA}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně A
R_{DAR}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně A – reverzace směru otáčení
R_{DC}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně C
R_{DCR}	[N]	Výsledná radiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně C – reverzace směru otáčení
R_{ADA}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně A – reverzace směru otáčení
R_{ADB}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně B – reverzace směru otáčení
R_{ADC}	[N]	Výsledná axiální reakce v podpoře D při použití soukolí převodového stupně C – reverzace směru otáčení
R_e	[N]	Ekvivalentní reakce
R_{eA}	[N]	Axiální ekvivalentní reakce
R_{eAD}	[N]	Axiální ekvivalentní reakce v podpoře D
R_{erD}	[N]	Radiální ekvivalentní reakce v podpoře D
R_{zH}	[μm]	Maximální drsnost hrnce

Y	[-]	Dynamický výpočtový součinitel – výpočet ložisek
Y ₀	[-]	Statický výpočtový součinitel – výpočet ložisek
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice drážkování
d _a	[mm]	Průměr hlavové kružnice drážkování hřídele
d _k	[mm]	Průměr kuličky
d _v	[mm]	Výpočtový průměr spojky
e	[-]	Výpočtový součinitel ložiska
f	[kHz]	Frekvence
f	[-]	Součinitel smykového tření
<i>h_{sp}</i>	[mm]	Společná výška stykové plochy drážkování
l _s	[mm]	Společná délka drážkování
<i>k_{dr}</i>	[-]	Vypočtená bezpečnost drážkování
k _S	[-]	Vypočtená statická bezpečnost hřídelů
k _{sH}	[-]	Vypočtená statická bezpečnost hrnce
k _{su}	[-]	Vypočtená statická bezpečnost unášече
m	[kg]	Hmotnost
n	[min ⁻¹]	Otáčky
n	[-]	Bezpečnost proti prokluzu
p	[-]	Exponent wöhlerovy křivky – pro ložiska s čárovým stykem
<i>p_{dr}</i>	[MPa]	Tlak v drážkování
p _{Dr}	[MPa]	Dovolený tlak v drážkování
<i>p_{min}</i>	[MPa]	Minimální potřebný tlak v nalisovaném spoji
s ₀	[-]	Statická bezpečnost ložiska
s _{0s}	[-]	Vypočtená bezpečnost spojky
v	[km·h ⁻¹]	Rychlost
w	[-]	Exponent wöhlerovy křivky

z_1, z_2	[-]	Počty zubů
z_d	[-]	Počty zubů drážkování
α	[deg]	Úhel profilů evolventy
β	[deg]	Úhel sklonu boku zubů
Δd	$[\mu m]$	Minimální požadovaný přesah
Δd_1	[mm]	Minimální přesah
Δd_z	$[\mu m]$	Ztráta přesahu
φ	[-]	Relativní počet funkčních drážek spoje
η_c	[-]	Účinnost celková
η_l	[-]	Účinnost ložiska
η_{PL}	[-]	Účinnost planetové převodovky
$\eta_{\dot{r}}$	[-]	Účinnost řemenového převodu
η_{Pt}	[-]	Účinnost technologické převodovky
η_{PZ}	[-]	Účinnost zkušební převodovky
η_z	[-]	Účinnost čelního ozubení
σ_{red}	[-]	Redukované napět

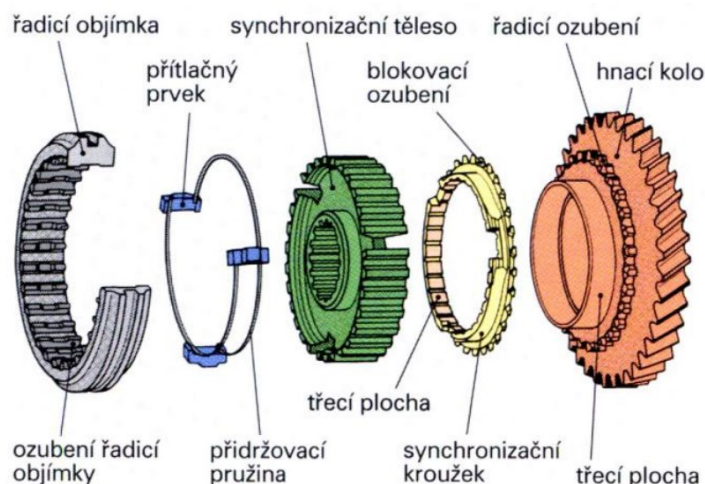
1. Úvod

Převodovky osobních automobilů se stupňovitou změnou převodového poměru pomocí ozubených kol se skládají z hnacího a hnaného hřídele, na nich jsou uložena ozubená kola, která jsou v permanentním záběru. Na jednom hřídeli je kolo uloženo pevně (nalisování nebo je na hřídeli vyrobeno) a na druhém je uloženo na jehlovém ložisku, přenos krouticího momentu mezi kolem a hřídelem je realizován pomocí synchronů. Kola převodových stupňů, které nejsou zařazeny, se volně otáčejí na jehlových ložiskách. V současné době se v převodovkách osobních automobilů na všech rychlostních stupních (kromě zpětného chodu) užívají ozubená kola se šikmými zuby. Schéma dvouhřídelové převodovky osobního automobilu je zobrazeno na obrázku 1.1.



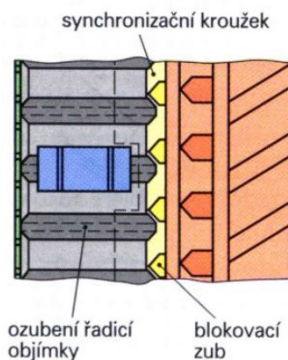
Obr.1.1 Schéma dvouhřídelové převodovky

Během přechodu z jednoho rychlostního stupně na druhý vznikají vlivem různých převodových poměrů rychlostních stupňů rozdílné otáčky mezi hnanou hřídelí a řazeným kolem. Tyto otáčky je potřeba co nejrychleji vyrovnat, aby nedocházelo ke zvýšení hluku a rázu v převodovce během řazení. Srovnání otáček se provádí pomocí synchronizačního zařízení (obrázek 1.2).



Obr.1.2 Synchronizační zařízení [1]

Nejdůležitějším prvkem synchronizace je synchronizační kroužek, který má v sobě vyrobenou kuželovou díru a spolu s kuželovou plochou na ozubeném kole tvoří kuželovou spojku. Kuželové spojky mají velmi tvrdý záběr, což s ohledem na požadovanou rychlost synchronizace je vyhovující. Posunem řadicí objímky směrem ke kolu narazí drážkování řadicí objímky na blokovací ozubení (obr.1.3). Tím dojde k přitlačení synchronizačního kroužku proti kuželové třecí ploše na ozubeném kole. Jestliže otáčky řadicí objímky (otáčky hřídele, se kterou je objímka spojena) nejsou stejné, kolo je pomocí synchronizačního kroužku zrychlováno, nebo zpomalováno dokud nedojde k vyrovnání otáček, dokud nezapadne drážkování v objímce do řadicího drážkování na kole.



Obr. 1.3 Řazení synchronem [1]

Přenos krouticího momentu mezi ozubeným kolem a hřídelí je tedy realizován synchronizačním zařízením. Silové účinky z ozubeného převodu jsou z ozubeného kola přenášeny na hřídel jehličkovým ložiskem. Důsledkem výrobních nepřesností jehličkových ložisek, hřídelů a nábojů kol, vzniká mezi uvedenými prvky převodu radiální vůle. Při použití šikmého ozubení, lze vlivem působení axiální síly z ozubení předpokládat, že ložisko se důsledkem výše uvedené radiální vůle na hřídeli naklápí. Velikost tohoto naklopení nelze předem přesně vypočítat. Je ovlivněno i deformací jehliček, proto je potřeba ji stanovit experimentálním měřením. Vlivem ložiskových vůlí

a deformací těchto ložisek během provozu dochází k naklopení ozubeného kola. Tento jev lze zařadit do odchylek ozubeného převodu.

Odchytky ozubeného převodu jsou rozdíly mezi teoretickými provozními předpoklady a skutečností. Tyto odchylky lze rozdělit do dvou skupin:

- Odchytky výrobní - jsou to odchylky nepřesnosti tvaru zubů vzniklé při výrobě
- Odchytky provozní - jsou to odchylky vzniklé během provozu soukolí zejména: Deformacemi zubů, těles ozubených kol, hřídelů ložisek, skříní a vůlemi ložisek

Tyto výše uvedené odchylky se projevují zvýšeným hlukem a vibracemi, rovněž snižují únosnost soukolí. Tyto nepříznivé vlivy lze eliminovat modifikacemi ozubení. Jedná se o úmyslnou změnu teoretického tvaru boku zubů. Tuto změnu lze provést úpravou tvaru evolventy a úpravou boční křivky. Jako další vhodný nástroj optimalizace poklesu hluku a vibrací v ozubení se jeví nalezení optimální radiální vůle v jehličkových ložiscích v ozubených kolech se synchronizací.

Předmětem této práce je konstrukční návrh zařízení, ve kterém se bude výše uvedená vůle optimalizovat z hlediska hluku a vibrací. Dalším účelem zařízení bude měření naklopení ozubeného kola na jehličkovém ložisku v závislosti na otáčkách a vstupním kroutícím momentu. Velikost tohoto naklopení je potřebná pro vhodnou volbu podélné modifikace. Změna radiální vůle jehličkového ložiska bude realizovaná výměnou ložiska. V zařízení budou testována experimentální kola převodových stupňů A, B a C pocházející z experimentální převodovky. Zařízení bude namontováno do zkušebního stendu dostupného v laboratořích na katedry Částí a mechanismu strojů.

2. Testovací okruhy:

Zkušební zařízení pro testování součástí v automobilovém průmyslu lze rozdělit do základních skupin:

- V provozu
- Laboratorně

a. Testování v provozu:

Během v provozu se testují součásti na reálném automobilu a to buď v běžném silničním provozu nebo na zkušebních polygonech. Testováním v běžném silničním provozu se provádějí dlouhodobé životnostní zkoušky součástí. Jsou finančně i časově náročné.

Polygony jsou zkušební tratě pro testování silničních vozidel. Polygony mají simulovat provozní podmínky během určitých provozů vozidla, proto jsou jejich tratě složeny z různých drah (rychlostní dráha, svahová dráha, dráha s různými povrchy atd.). Výrobci automobilů mají pro testování vozidla určitého charakteru sestavený zkušební program, ve kterém jsou přesně specifikovány typy zkušebních drah, které vozidlo musí urazit. Mezi důležité výstupy z testování na polygonu patří provozní charakteristika zatížení, kterou lze aplikovat do laboratorních zkoušek životnosti nebo k sestavení provozního spektra zatížení a životnostním výpočtům součástí.

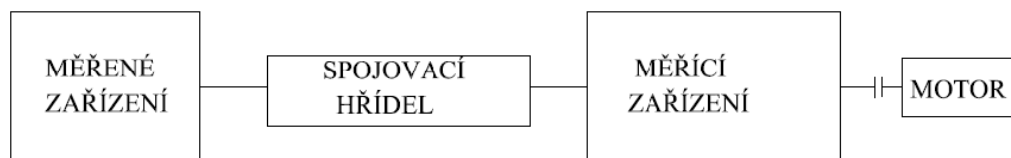
b. Laboratorní testování:

Laboratorní testování je oproti testování v provozu méně finančně i časově náročné. Provádí se na testovacích stolicích. Laboratorní testování lze rozdělit z hlediska toku energie:

- Testovací okruh s otevřeným tokem energie
- Testovací okruh s uzavřeným tokem energie

Testovací okruh s otevřeným tokem energie

Testovací okruh s otevřeným tokem energie je schematicky zobrazen na obrázku 2.1



Obr.2.1 Schéma okruhu s otevřeným tokem energií

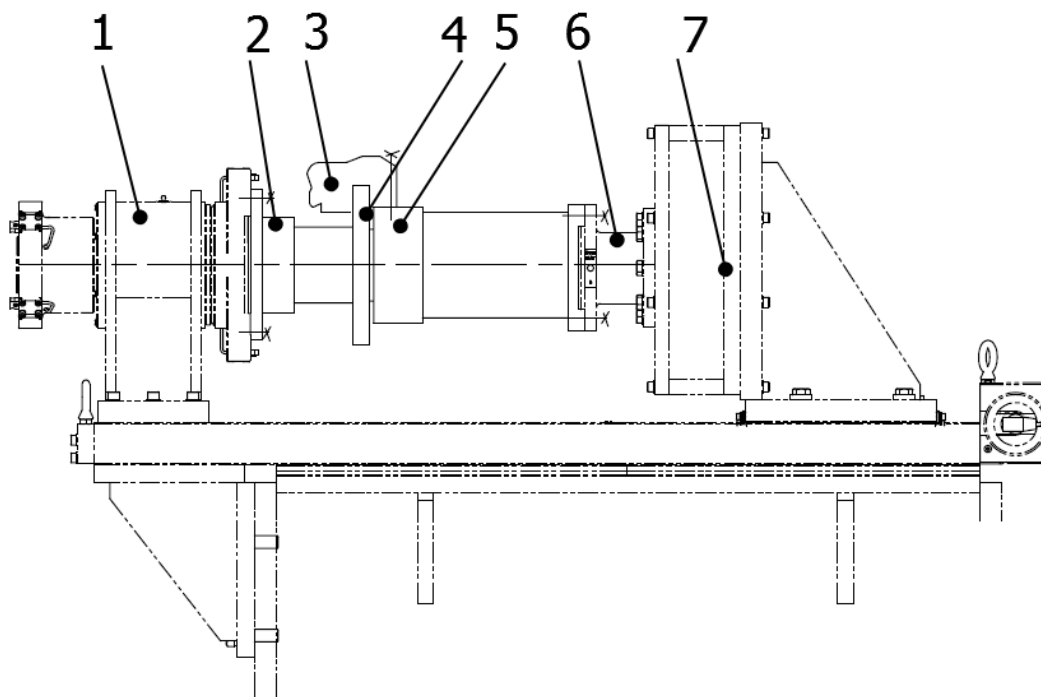
Výhody těchto okruhů jsou:

- jednoduché zapojení zkoušeného zařízení do okruhu
- univerzálnost (bez větších úprav lze na jednom standu testovat podobná zařízení)
- pořizovací cena
- jednoduchá konstrukce

Mezi nevýhody těchto okruhů patří:

- Vysoké energetické ztráty (všechn výkon v okruhu se musí mařit pomocí brzdy)
- Vysoká energetická náročnost (do okruhu musíme přivádět celý výkon pomocí motoru)
- Není vhodný k provádění životnostních a programových zkoušek
- Protéká-li okruhem vysoký výkon, je potřeba vhodně dimenzovat brzdu
- Brzdňý moment i teplota vzniklá během brzdění

Příklad okruhu s otevřeným tokem energie pro testování brzdových kotoučů F1 je zobrazen na obrázku 2.2.

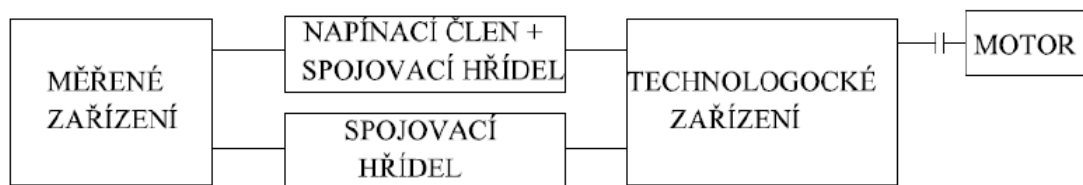


Obr.2.2 Otevřený testovací okruh

- | | |
|----------------------------------|---|
| 1...motor dynamometru | 5...těhlice |
| 2...hřídel a příruby dynamometru | 6...příruba dynamometru se snímačem
krouťacího momentu |
| 3...brzdový třmen | 7...rám dynamometru |
| 4...brzdový kotouč | |

Testovací okruh s uzavřeným tokem energie

Testovací okruh s otevřeným tokem energií je schematicky zobrazen na obrázku2.3.



Ob.2.3 Schéma uzavřeného testovacího okruhu

Výhodou této konstrukce testovacích okruhů je, že do nich motorem dodáváme pouze energetické ztráty v okruh. K provedení zkoušek je tedy potřeba daleko méně výkonný motor. Požadovaný krouťací moment v zařízení je vyvozen napínacím členem

(vzájemné pootočení hřídelů, které spojuje napínací člen). Jako napínací člen lze například použít upínací kroužky (nelze měnit hodnotu předpětí během zkoušky), nebo planetovou převodovku (lze programovat předpětí během zkoušky). Technologické a měřené zařízení jsou např. převodovky. Nutnou podmínkou pro funkci okruhu je, aby kola v technologické a měřené převodovce byla stejná.

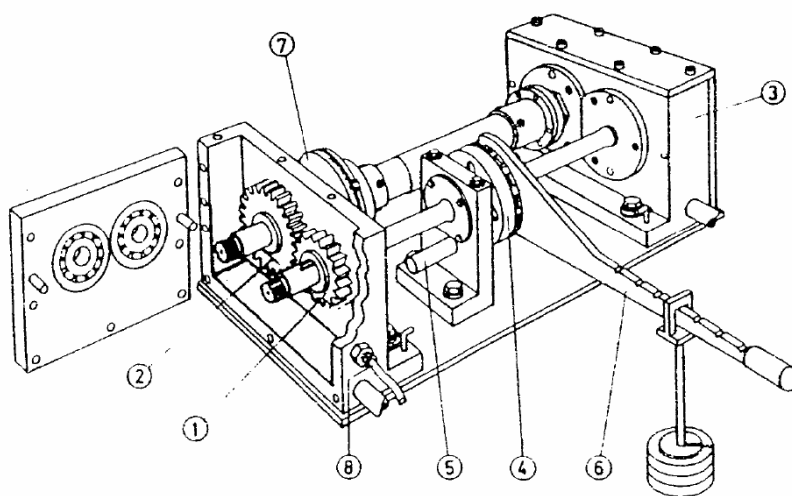
Výhody okruhu s uzavřeným tokem energií:

- malá energetická náročnost
- snadno lze realizovat programové zkoušky
- lze vyvodit i velké kroutící momenty

Nevýhody zkušebních okruhů s uzavřeným tokem energií:

- složitější konstrukce, ve srovnání s okruhem s otevřeným tokem energií
- vyšší pořizovací cena
- menší univerzálnost okruhu

Příklad zkušebního okruhu s uzavřeným okruhem toku energie prof. Niemana, který tento způsob testování využil jako první, je uveden na obrázku 2.4.



Obr.2.4 Testovací okruh Prof. Niemana [6]

- | | |
|-----------------------|---------------------|
| 1...zkoušený pastorek | 5...zajišťovací čep |
| 2...zkoušené kolo | 6...závaží |
| 3...napínací spojka | 7...torzní spojka |
| 4...napínací spojka | 8...teploměr |

3. Fyzikální principy snímačů posuvu

Potenciometrické snímače polohy

Tento snímač je složen z jezdce pohybujícího se po odporové dráze. Výstupní napětí závisí na poloze jezdce. V principu je snímač založen na lineární změně odporu. Odporová dráha je vytvořena z vinutého elementu nebo je vyrobena z jakostního vodivého plastu. Použití plastového elementu zvyšuje přesnost měření (0,01mm) a umožňuje vyšší rychlost posunu jezdce (až 10m.s^{-1}). Tento typ snímače je však náchylný k vibracím, kdy hrozí odskočení jezdce z odporové dráhy a zrychlené opotřebení. Totéž platí i pro měření krátkých oscilujících pohybů.

Induktivní snímače

Tento snímač je založen na principu elektromagnetické indukce, kde měříme výstupní proud v závislosti na pohybu jádra. Tento snímač dokáže měřit i krátké oscilující pohyby. Je však omezen vlastní frekvencí, kterou ovlivňuje hmotnost jádra. Dalším omezením je, že se jedná o kontaktní snímač. Nehodí se tedy pro snímání polohy tělesa, které vykonává vůči snímacímu hrotu ještě vedlejší pohyb. Při vysoké rychlosti tohoto pohybu hrozí opotřebení snímacího hrotu.

Optoelektronické snímače

Optoelektronický snímač je založen na následujícím principu: Zdroj světla (vysílač) a světlocitlivý prvek (přijímač) se relativně pohybují vůči skleněnému měřítku, na kterém jsou vyznačeny dílky o určité hustotě (stupnice). Tyto dílky mají funkci clonky a přerušují světelný paprsek vysílače dopadající na aktivní plochu přijímače. Počet těchto přerušení (počet dílků) je pak přímo úměrný naměřené dráze. Vestavěná elektronika převádí každý světelný impuls na impuls elektrický. Ten je zesílen a veden na výstup. Výhodou tohoto snímače je jeho vysoká přesnost (až 0,0001mm) a to že je bezkontaktní. Naopak jeho nevýhodou je jeho citlivost na prostředí. Nehodí se například do prostředí olejové mlhy (např. převodovka).

Ultrazvukové snímače

Ultrazvukové snímače se skládají z vysílače vysokofrekvenčních impulsů, které se šíří prostorem rychlostí zvuku a po nárazu do překážky se odráží zpět k vysílači, který je zároveň i přijímačem. Z časového intervalu mezi vysláním a návratem impulsu se určí vzdálenost. Měřicí vzdálenost těchto čidel je 30-10000mm, přesnost až 0,15mm.

Snímač na bázi vířivých proudů

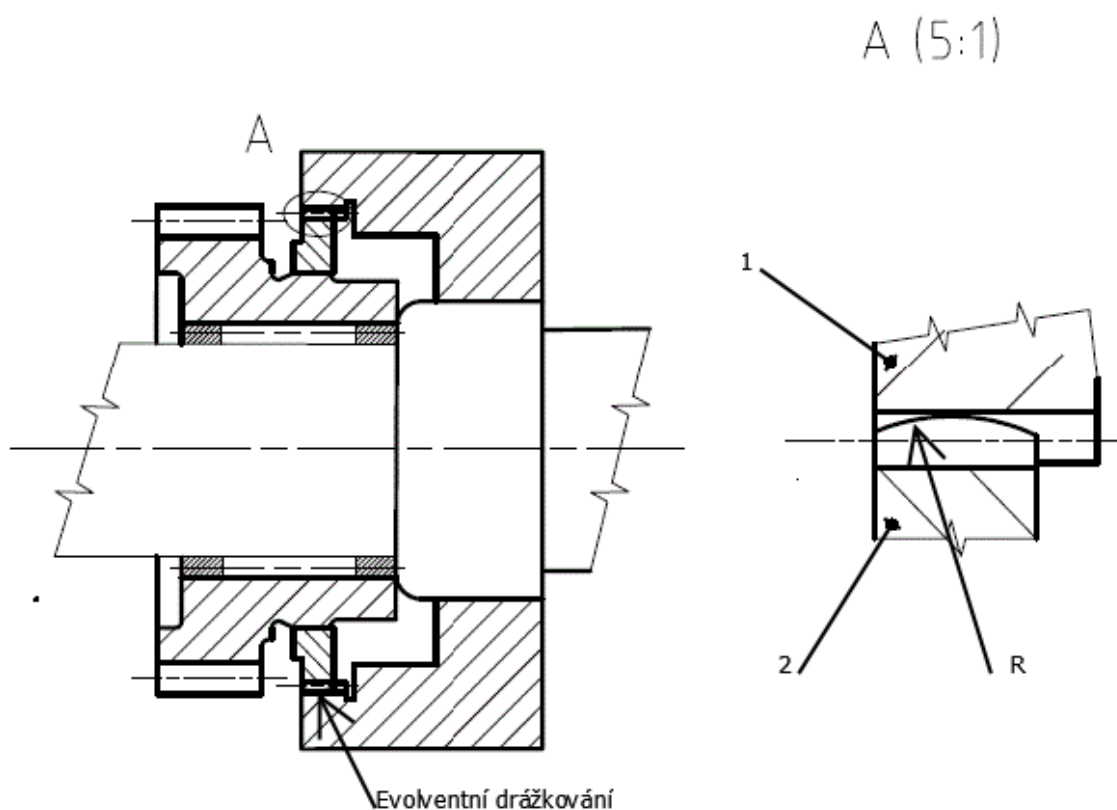
Princip vířivých proudů se používá v aplikacích měření na elektricky vodivých materiálech. Vysokofrekvenční střídavý proud prochází skrze cívku vestavěnou v pouzdře snímače. Elektromagnetické pole cívky indukuje vířivé proudy ve vodivém měřeném materiálu detekovaného objektu, což následně změní elektrickou impedanci cívky. Změna její impedance vytváří elektrický signál úměrný vzdálenosti detekovaného objektu od cívky snímače. Jeho výhodou je, že se jedná o bezkontaktní snímač, který se hodí i tam kde jsou přítomny nečistoty (olej) nebo vysoké tlaky.

svou konstrukcí brání maximálnímu naklopení kola a výsledky měření by byly značně ovlivněny.

Možné způsoby jak realizovat přenos kroutícího momentu z kola na hřídel:

a. Evolventní drážkování

Na obrázku 4.2 je zobrazen konstrukční návrh přenosu kroutícího momentu z kola na hřídel pomocí evolventního drážkování. Hlava příruby je zaoblená na poloměr R , čímž je umožněno naklápění příruby drážkování hrnce spojeného s hřídelem lisováním. Nevýhodou tohoto řešení je působením obvodové síly v drážkování. Vzniká mezi zuby příruby a hrnce třecí síla, která působí proti pohybu příruby v hrnci. Tento jev by významně ovlivňoval výsledné naklopení ozubeného kola. Možnost jak snížit třecí sílu mezi zuby drážkování, je jejich podélná modifikace soudečkovitostí.



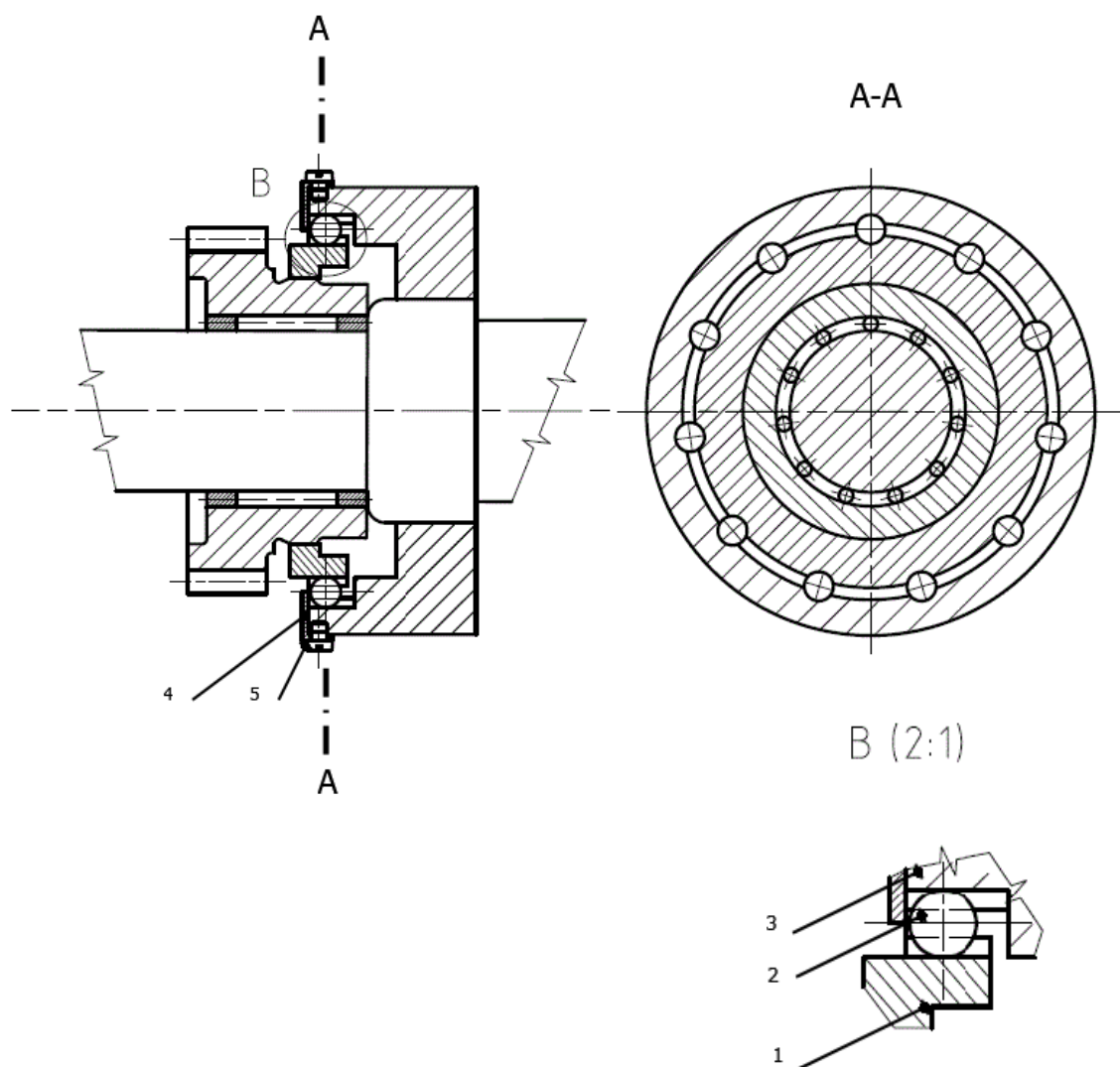
Obr.4.2 Spoj s evolventním drážkováním

1...Hrnc

2...Příruba

b. Přenos krouticího momentu pomocí kuliček

Navrhované řešení je zobrazeno na níže uvedeném obrázku 4.3. Přenos krouticího momentu je realizován tvarovým stykem mezi přírubou a kuličkou, která je v kontaktu s hrncem nalisovaným na poháněné hřídeli. Kuličky jsou proti vypadnutí zajištěny plechem. Toto řešení odstraňuje předchozí problém se vznikem třecí síly. Dochází zde k valení. Nevýhodou navrhované varianty je její složitější montáž. Při větším počtu nosných kuliček by v určitých polohách pootočení mohl nastat problém se zmenšením maximální výchylky naklopení. Tento problém lze odstranit vhodnou volbou úchylek kuličkových drah.



Obr.4.3 Spojka s kuličkami

1...Příruba

4...Zajišťovací plech

2...Kulička

5...Šroubek plechu

3...Hrnc

Navrhovaný typ spoje pro přenos kroutícího momentu je zcela nově vyvinut pro atypické podmínky na zařízení. V praxi ještě nebyl odzkoušen a proto správnost návrhu ověří až případné použití v praxi.

Volba způsobu přenosu točivého momentu:

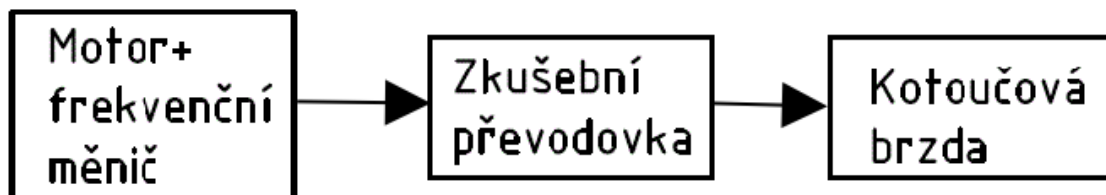
Po konzultacích se zástupci s vedoucím práce byla zvolena varianta přenosu točivého momentu pomocí kuliček.

5. Volba testovacího okruhu

Z hlediska proveditelnosti zadaného měření je zkoušení v provozu nereálné. Bude s tedy volit mezi laboratorním okruhem otevřeným nebo uzavřeným.

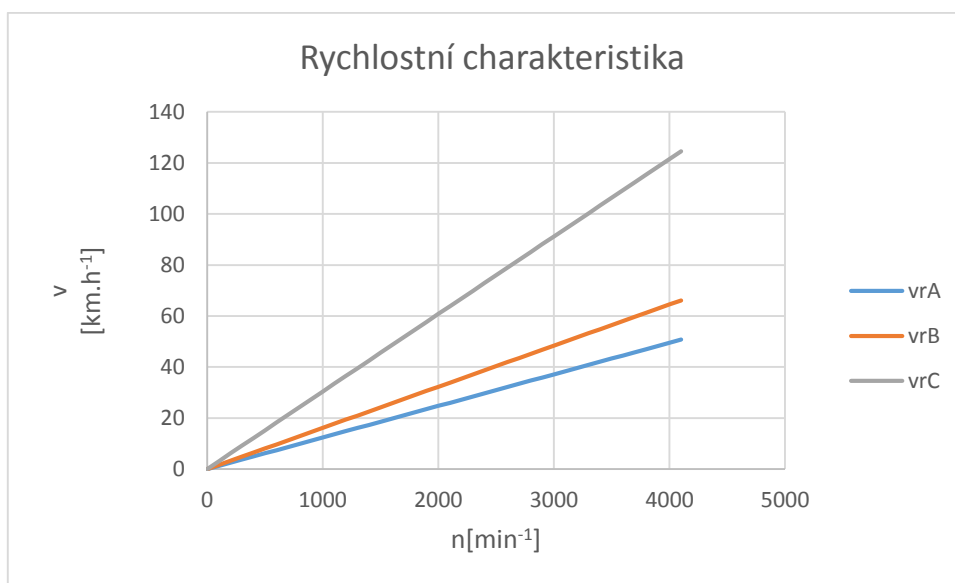
5.1 Otevřený okruh

Otevřený okruh má jednoduchou konstrukci. Základní prvky zkušebního stendu, který je dostupný v laboratořích katedry ČaMS je zobrazen na obrázku 5.1 Nevýhodou těchto okruhů je jejich velká energetická náročnost. Zkušební stendy ve školních laboratořích jsou navíc limitovány velikostí elektrického jistění, na které lze připojit motor o maximálním výkonu 30kW.



Obr.5.1 Schéma zkušebního okruhu

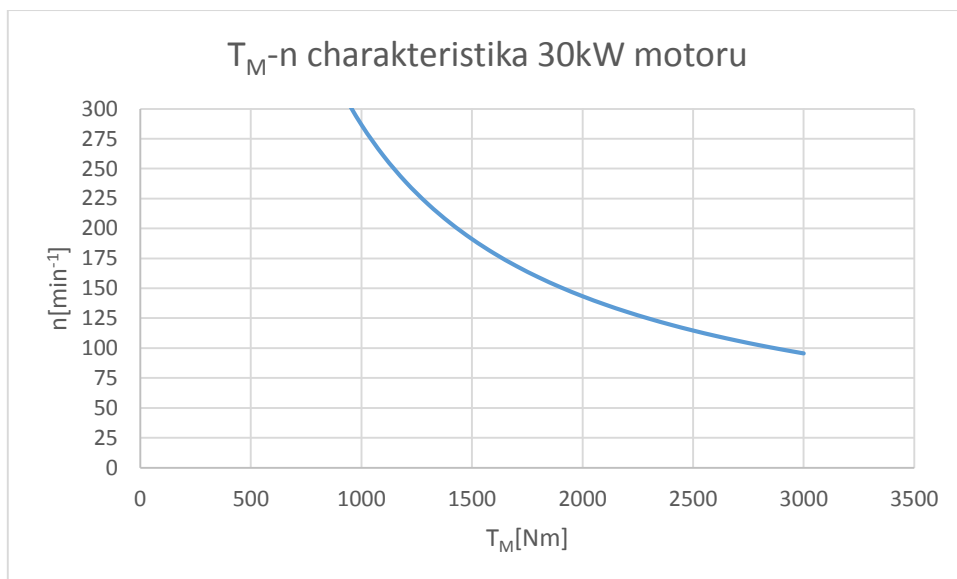
Maximální otáčky, které lze dosáhnout s dostupným frekvenčním měničem jsou $3\,000\text{ min}^{-1}$. Tato velikost zcela neodpovídá maximálním otáčkám benzínového spalovacího motoru (cca $5\,500\text{ min}^{-1}$), ale s ohledem na nejčastěji provozované otáčkové pásmo motoru během běžného provozu (obrázek 5.2) je dostačující. Regulace brzdného momentu se provádí plynulou změnou brzdné síly.



Obr.5.2 Rychlostní charakteristika

Na obrázku 5.3 je zobrazena grafická závislost teoretického momentu motoru na otáčkách regulovaných frekvenčním měničem. Výpočet momentu byl proveden dle rovnice 5.1.

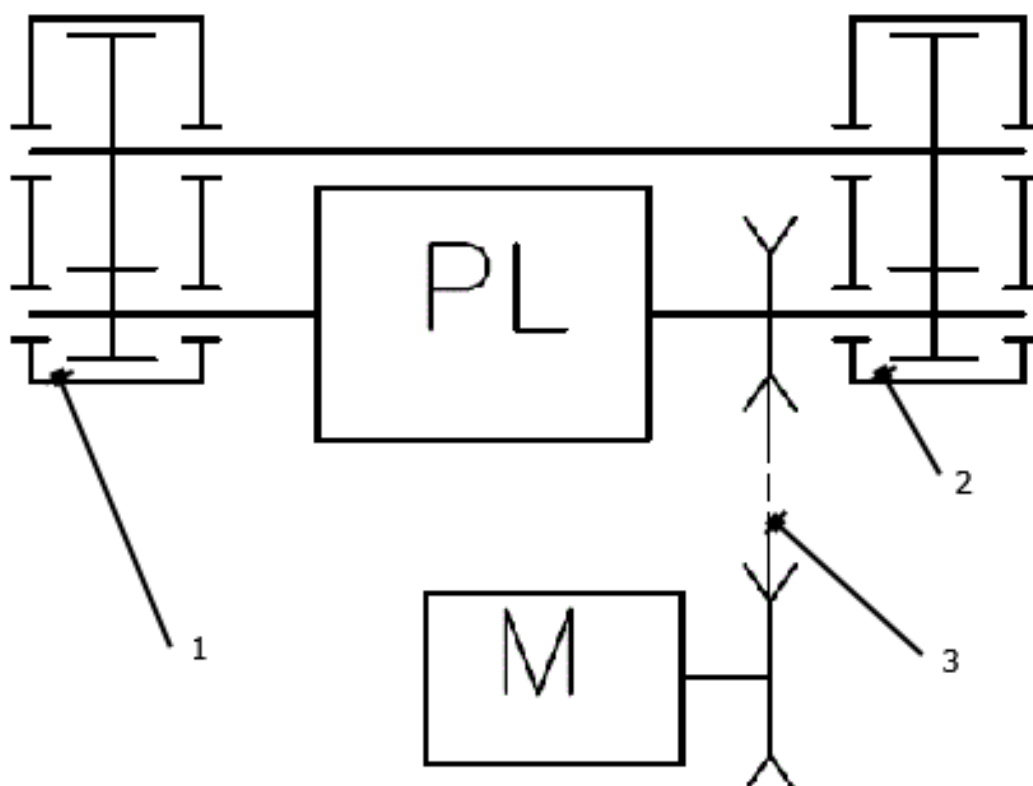
$$T_M = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (5.1)$$



Obr.5.3 T-n charakteristika

5.2 Uzavřený zkušební okruh

Výhodou uzavřených okruhů je jejich nižší energetická náročnost. Do okruhu dodáváme pouze ztráty. Na obrázku 5.4 je schematicky znázorněn zkušební uzavřený okruh, do kterého je zapojeno zkušební zařízení, které je dostupné ve školní laboratoři. V tomto okruhu lze velmi snadno měnit předepínací moment vnitřním pootočením jedné planety vůči druhé uvnitř planetové převodovky. Planetová převodovka je již vyrobena a je ve výše uvedeném standu používána, proto všechny její hodnoty budou převzaty z [6]. Nevýhodou těchto okruhů je to, že potřebují technologickou a zkušební převodovku, což by znamenalo výrobu i druhého měřicího zařízení, ve kterém by ovšem nemusely být umístěny snímače posuvu.



Obr.5.4 Schéma uzavřeného okruhu

1... Zkušební převodovka

PL... Planetová převodovka

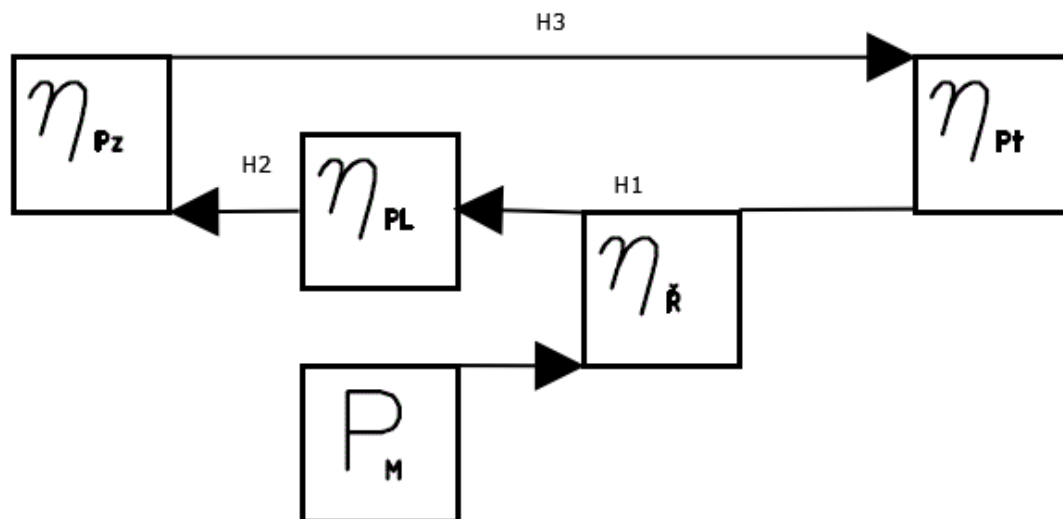
2... Technologická převodovka

M.... Motor

3... Převod klínovými řemeny

Výpočet potřebného výkonu motoru:

Na obrázku 5.4 jsou schematicky zobrazeny účinnosti jednotlivých prvků okruhu.



Obr.5.4 Schéma ztát v okruhu

Pro výpočet účinností komponent okruhu byly zvoleny dílčí účinnosti dle [6]:

$\eta_l = 0,995$ účinnost ložiska

$\eta_z = 0,98$ účinnost čelního ozubení se šikmými zuby

$\eta_{\check{r}} = 0,08$ účinnost řemenového převodu

$\eta_{PL} = 0,88$ účinnost planetové převodovky

Výpočet účinnosti zkušební převodovky η_{Pz} :

Zkušební převodovka dle obrázku 5.3 má společnou osu s planetovou převodovkou. Účinnost uložení této osy je již obsažena v účinnosti planetové převodovky, proto zde není započítána. Dále má společnou osu s technologickou převodovkou. Účinnost tohoto uložení bude započítána zde.

$$\eta_{Pz} = \eta_z \cdot \eta_l = 0,995 \cdot 0,98 = 0,9751$$

(5.2)

Výpočet účinnosti technologické převodovky η_{Pt} :

Technologická převodovka má dle schématu 5.3 jednu společnou osu se zkušební převodovkou a druhou společnou osu s planetovou převodovkou. V obou případech je již účinnost uložení započítána, proto s ní nebude zde počítáno.

$$\eta_{Pt} = \eta_z = 0,98 \quad (5.3)$$

Výpočet celkové účinnosti η_c :

$$\eta_c = \eta_{PZ} \cdot \eta_{Pt} \cdot \eta_i \cdot \eta_{PL} = 0,9751 \cdot 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,88 = 0,6728 \quad (5.4)$$

Výpočet potřebného výkonu motoru k pokrytí ztát v okruhu P_M :

Výpočet výkonu motoru bude proveden pro dosažení podmínek požadované zadavatelem, tj. točivý moment $T = 100 \text{ Nm}$ při otáčkách $n = 4\,000 \text{ min}^{-1}$.

Výpočet výkonu v okruhu:

$$P_{ok} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T = 2 \cdot \pi \cdot \frac{4000}{60} \cdot 100 = 41,88 \text{ kW} \quad (5.5)$$

Výpočet potřebného výkonu motoru:

$$P_M = P_{ok} \cdot (1 - \eta_c) = 41,88 \cdot (1 - 0,6728) = 13,7 \text{ kW} \quad (5.6)$$

Volba okruhu

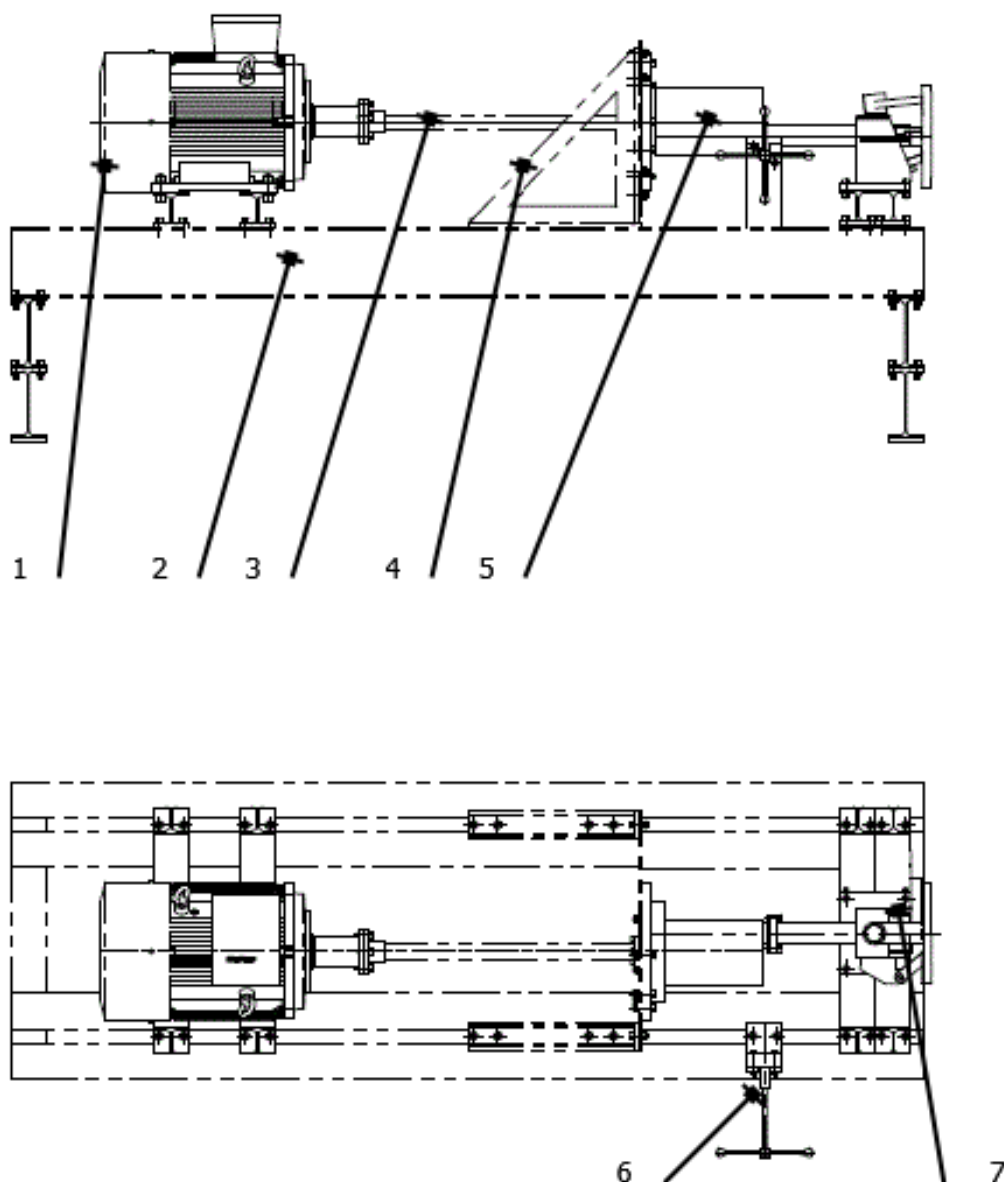
Po konzultacích s vedoucím práce byl i přes nižší dosažené maximální otáčky zvolen testovací stend s otevřeným okruhem toku energie.

6. Navrhované zařízení

Návrh zařízení lze rozdělit na volbu stendu, který je již vyroben a měřicí přípravek do něj s úpravami bude vmontováno, a návrh měřicí převodovky.

6.1 Zvolený stend

Na obrázku 6.1 je zobrazen měřicí stend, ve kterém bude zařízení umístěno. Stend je dostupný v laboratořích katedry ČaMS. Na tomto stendu se provádí měření chyby převodu.



Obr. 6.1 Stend katedry ČaMS

1... Motor Siemens L1L 8564

4...Konzola + deska

2...Rám

5...Měřicí zařízení (převodovka)

3...Kloubový hřídel

6...Brzdový válec

7...Kotoučová brzda

Popis stendu:

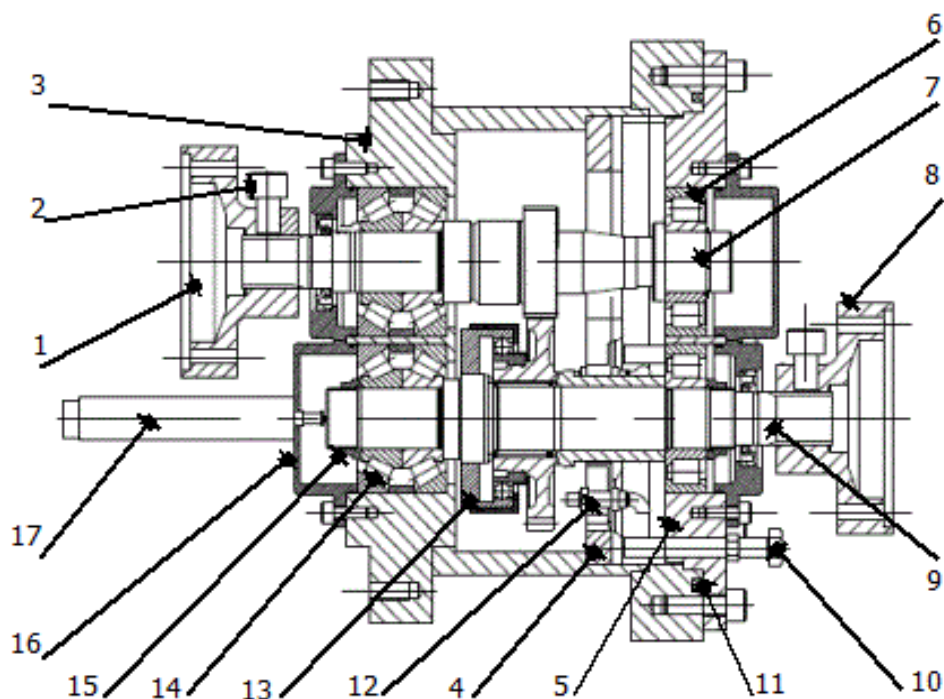
Tento stend je poháněn 30kW motorem, který je napojen na frekvenční měnič s možností regulace otáček do $3\,000\text{ min}^{-1}$. Měřicí zařízení je přišroubováno k desce konzoly. Ta má možnost axiálního posuvu v ose motoru. Měřicí zařízení a motor jsou propojeny homokinetickým kloubovým hřídelem. Zátěž v okruhu obstarává kotoučová brzda. Ta je uložena na věži, se kterou lze v omezené míře provádět posuv kolmo na osu motoru. Regulace brzdného momentu se provádí otáčením kliky brzdového válce. Měřicí zařízení a kotoučová brzda jsou také propojeny hřídelem s homokinetickým kloubem. Na tomto hřídeli jsou již umístěny snímače kroutícího momentu a otáček, proto se jejich volbou v této práci nebude zabývat. Snímač vibrací bude umístěn magneticky externě na zkušební skříň převodovky.

Úpravy stendu k uložení navrhovaného měřicího zařízení spočívají ve:

- výrobě nové desky konzoly k uchycení měřicího zařízení.
- výrobě nových děr pro věž brzdy (změna osové vzdálenosti proti stávajícímu stavu)

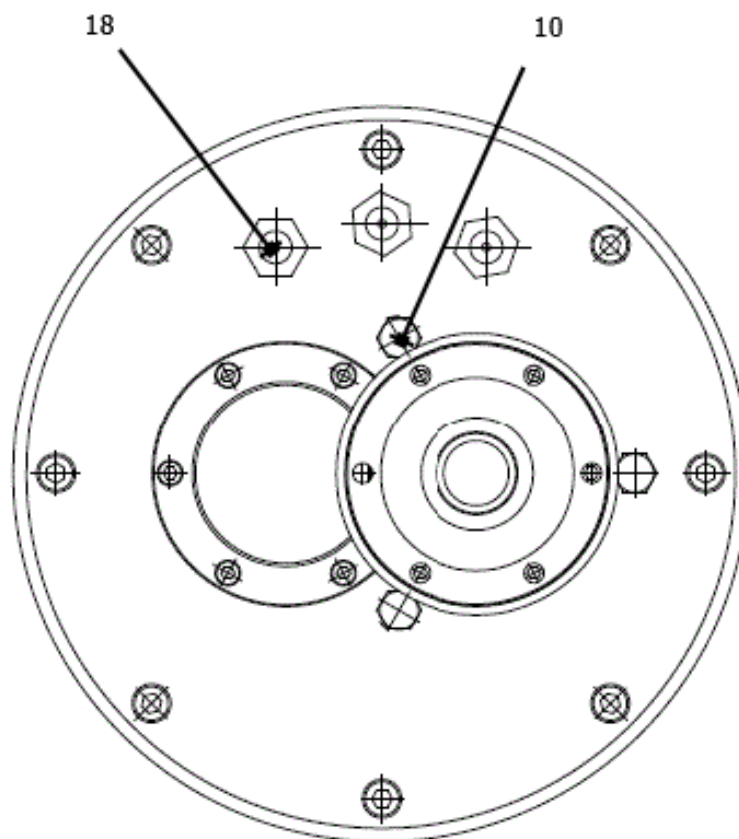
6.2 Měřicí převodovka

Konstrukce měřicí převodovky je zobrazena na obrázcích 6.2 a 6.3.



Obr.6.2 Řez měřicí převodovkou

- | | |
|-------------------------------|---|
| 1...Příruba hnací hřídele | 10.Přítlačný šroub |
| 2...Zajišťovací šroub | 11.Těsnění |
| 3...Svarek skříně | 12.Snímač posuvu PR6422 |
| 4...Držák snímačů | 13.Spojka s kuličkami |
| 5...Víko skříně | 14. Párové kuželové ložisko 31305J2/QDF |
| 6...Válečkové ložisko NJ35ECP | 15. Pojistná matice |
| 7...Hnací hřídel | 16. Víčko ložisek |
| 8...Příruba hnané hřídele | 17. Snímač posuvu HS10 |
| 9...Hnaný hřídel | 18. Průchodka kabelu |

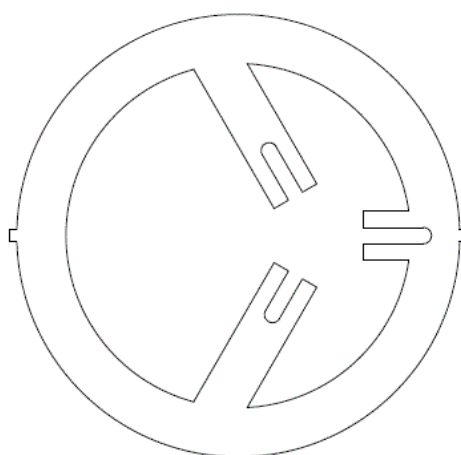


Obr 6.3 Pohled z boku

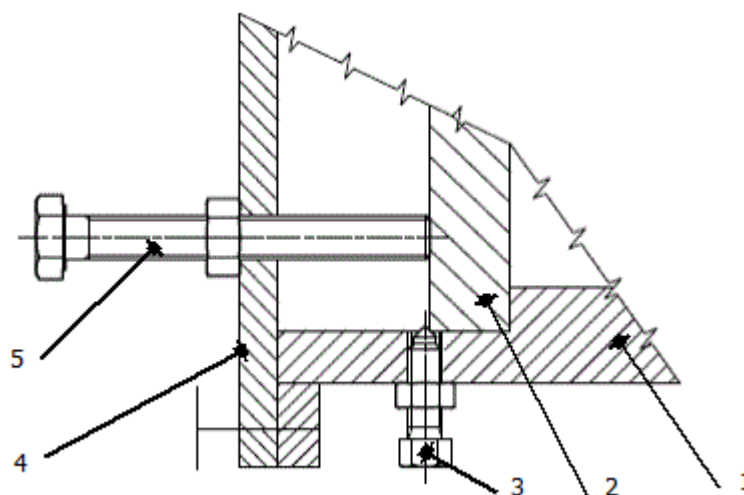
Popis zařízení:

Skříň převodovky je svařena ze silnostěnné bezešvé trubky a plechové výkruže o dostatečné tloušťce. V plechové výkruži jsou uložena kuželíková ložiska. Tato ložiska jsou axiálně pevná. Jsou zajištěna na hřídeli osazením hřídele a maticí (speciální konstrukce pro usnadnění demontáže) a ve skříni osazením skříně a víčkem ložisek. Ke skříni je přišroubováno víko skříně, v němž jsou uložena axiálně volná ložiska. Zvolena konstrukce ze silnostěnných profilů je značně tuhá, což zajišťuje neovlivnitelnost výsledku tuhosti skříně. Uspořádání na obrázku 6.2 odpovídá měření pro rychlostní stupeň A. Hnací hřídel je v tomto případě upravená hřídel z převodovky, a to z toho důvodu, že pastorek převodového stupně A je na hřídeli vyroben. Pro ostatní převodové stupně bude zvlášť vyrobena hřídel, na níž bude příslušné kolo nalisováno. Na hnané hřídeli bude umístěn hrnec spojky s kuličkami. Kolo bude v zařízení měněno spolu s unášečem. K upevnění unášeče a hrnce spojky na kole, případně na hřídeli se nabízejí různé možnosti lepení, slisování, přivaření. Unášeč bude umístěn na ploše kola na niž je umístěn synchron. Naklopení kola bude snímáno pomocí trojce snímačů na bázi vířivých proudů. Snímače jsou umístěny v držáku snímačů (obrázek 6.4). Ten je zachycen proti axiálnímu posuvu osazením skříně, do níž je přitlačován trojicí šroubů. Šrouby jsou umístěny ve víku skříně. Pro usnadnění montáže a nastavení vůle mezi

snímači a měřeným kolem jsou radiálně na skříni převodovky rozmístěny tři stavitelné šrouby obrázek 6.5. Aby nedocházelo k pootočení držáku kolem osy převodovky jsou na něm radiálně vyrobeny dva zuby. Ty se zasouvají do drážek ve skříni. Kabely snímačů jsou vyvedeny ze skříně převodovky kabelovou průchodkou, čímž se zamezí únikům oleje. Aby nedocházelo k ovlivnění výsledků měření axiálním kmitáním hnané hřídele byl umístěn na čelo hřídele snímač posuvu. Snímač je přišroubovaný k víčku ložiska.



Obr.6.4 Držák snímačů



Obr. 6.5 zajištění držáku snímačů

1...Skříň převodovky

4...Víko skříně

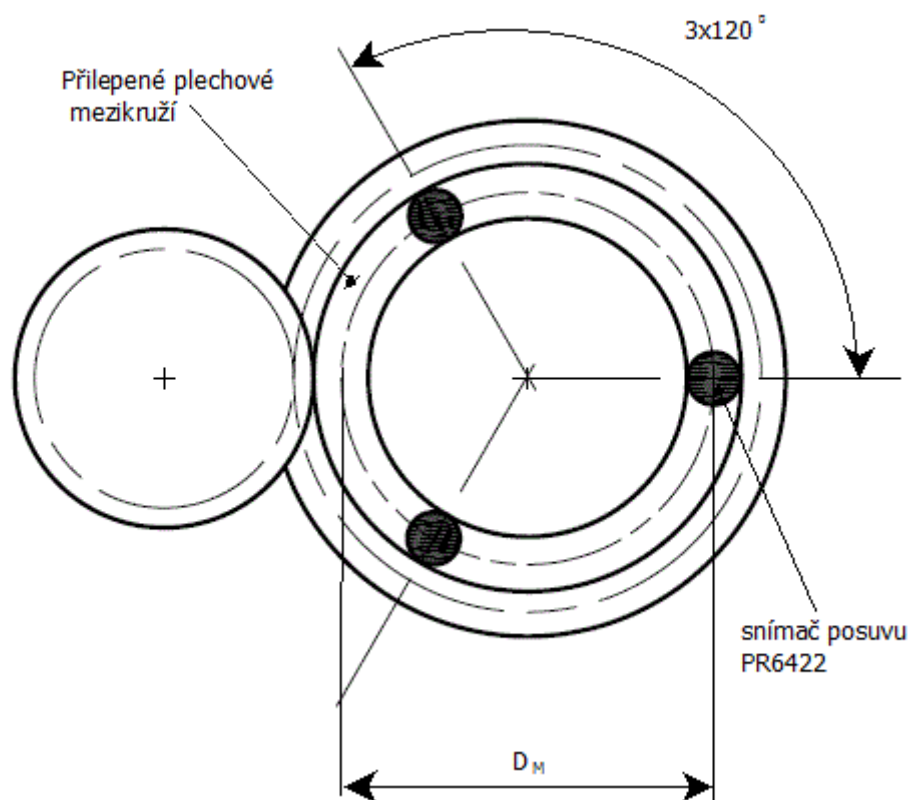
2...Držák snímačů

5... Přítlačný šroub

3...Stavěcí šroub (montážní)

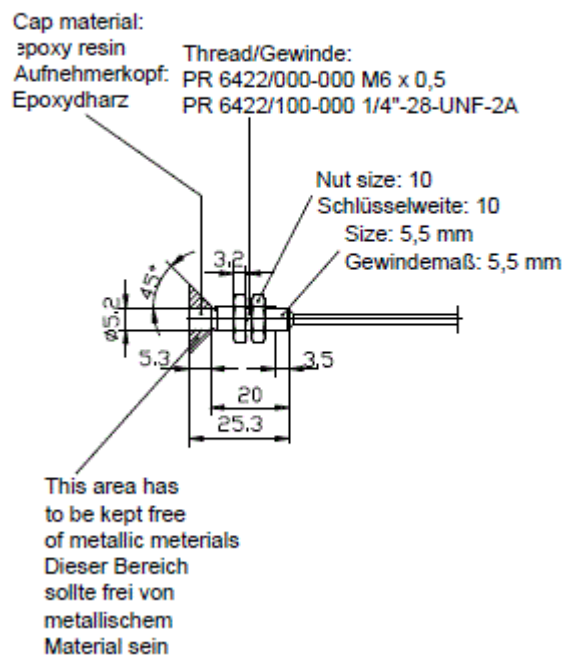
7. Návrh rozmístění snímačů měřících naklopení kol

Jako nejvhodnější varianta bylo zvoleno rozmístění třech snímačů posuvu PR6422 po 120° . Tímto rozložením se kvalitně změří čelní rovina naklápěného kola. Schéma rozložení snímačů je zobrazeno na obrázku 7.1. Tímto rozložením je zajištěna univerzálnost použití držáku snímače (obr.6.4) pro různé průměry kol. S ohledem na vysokou tuhost kol lze předpokládat, že tímto rozmístěním nedojde k ovlivnění výsledků měření.



Obr. 7.1 Rozmístění snímačů

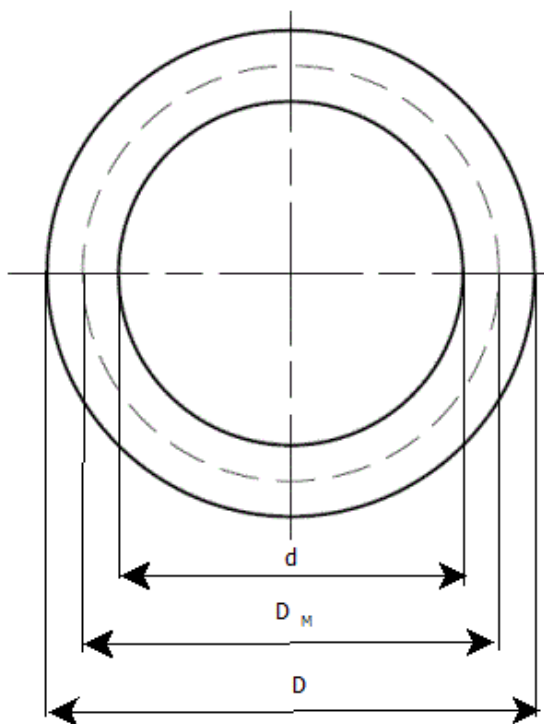
Použitý typ snímačů potřebuje pro svou správnou funkčnost minimální plochu (obrázek 7.2). Plochy na čelech zadaných kol jsou menší než je minimální požadovaná plocha snímače, proto bude k čelu kola přilepeno mezikruží z nerezového plechu o tloušťce 0,8mm. Po přilepení na kolo bude mezikruží obroušeno na rovinnost. Tloušťka plechu byla zvolena tak, aby jeho tuhost neovlivňovala výsledky měření.



Obr 7.2 Minimální potřebná plocha pro snímání [11]

Výpočet velikosti mezikruží

Výpočet bude proveden dle obrázku 7.2. Vzduchová mezera mezi snímačem a kolem byla zvolena dle [11] 0,5mm. Rozměry mezikruží jsou zobrazeny na obrázku 7.3.



Obr.7.3 Rozměry mezikruží

Vypočtené rozměry jsou zaznamenány v tabulce 7.1.

Tab7.1 Rozměry plechového mezikruží

Rychlostní stupeň	Počet zubů	D[mm]	D _M [mm]	d [mm]
A	43	80,2	74	67,8
A	45	82,6	76,4	70,2
B	51	72,7	66,5	60,3
B	47	67,4	61,2	55
C	43	52,8	46,6	40,4
C	42	51,4	45,2	39

Ukázka výpočtu pro rychlostní stupeň A - kolo se 43 zuby:

Vnější průměr mezikruží D:

Tento průměr byl zvolen s ohledem na patní průměr kola.

Střední průměr snímačů D_M:

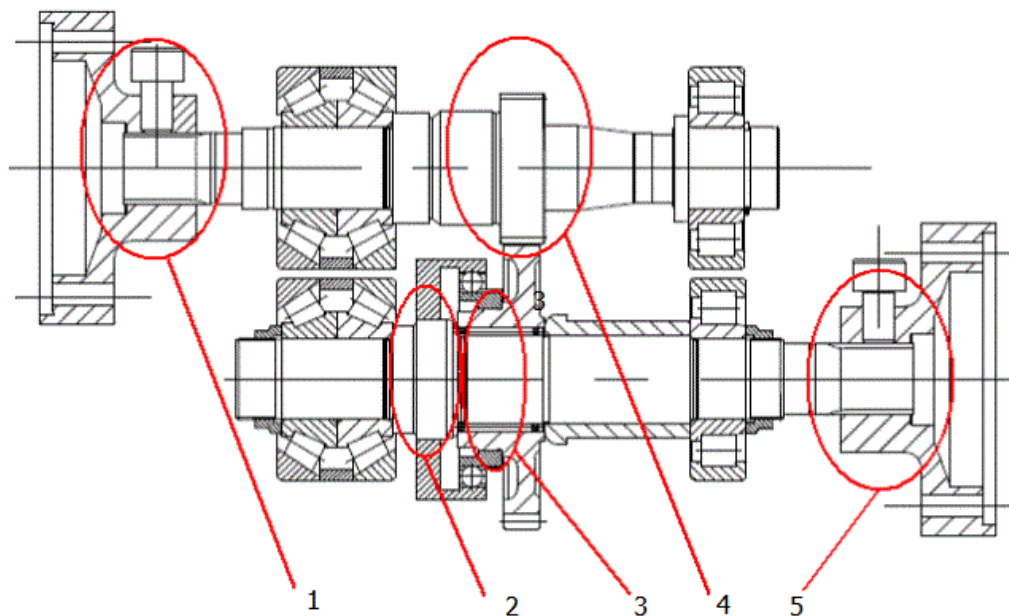
$$D_M = D - 2 \cdot \left(0,5 \cdot \tan 45^\circ + \frac{5,2}{2} \right) = 80,2 - 2 \cdot \left(0,5 \cdot \tan 45^\circ + \frac{5,2}{2} \right) = 74 \text{ mm} \quad (7.1)$$

Vnitřní průměr mezikruží d:

$$d = D_M - 2 \cdot \left(0,5 \cdot \tan 45^\circ + \frac{5,2}{2} \right) = 74 - 2 \cdot \left(0,5 \cdot \tan 45^\circ + \frac{5,2}{2} \right) = 67,8 \text{ mm} \quad (7.2)$$

8. Výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu

Spoje pro přenos kroutícího momentu jsou označeny na obrázku 8.1.

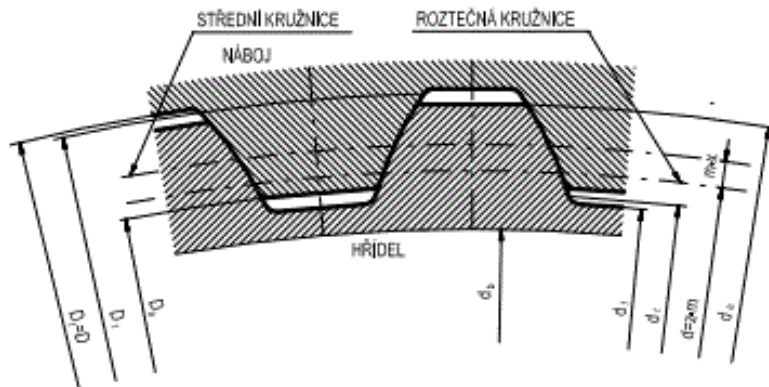


Obr.8.1 Označení spojů pro přenos kroutícího momentu

Spoje označeny čísly 1 a 5 jsou realizovány pomocí evolventního drážkování. Spoje 2 a 3 jsou nalisovány. U spoje číslo 4 je kolo v případě rychlostního stupně A vyrobeno přímo na hřídeli a pro případy stupňů B a C je nalisováno.

8.2 Výpočet spojů s evolventním drážkováním

Nejdůležitější rozměry evolventního drážkování jsou označeny na obrázku 8.2



Obr.8.2 Rozměry evolventního drážkování [9]

Pro případ spojů 1 a 5 bude na koncích hřídelů vyrobeno evolventní drážkování ANSI B92.1 DP16/32-30⁰-Z13-FiSF-Tol.Class 5. Výrobu tohoto drážkování je schopen zajistit předpokládaný výrobce TOS Znojmo. S ohledem na minimální šířku příruby bude pro případ 1 i 5 zvolena stejná dotyková délka mezi přírubami a hřídelem. Kontrola bude tedy provedena pro více zatížený spoj číslo 5. Největší krouticí moment zde vytváří kola druhého převodového stupně o kombinaci zubů $z_1=21$ a $z_2=45$. Maximální moment na vstupu do převodovky je $T_{MAX}=120$ Nm.

Výpočtové rozměry drážkování:

Rozměry drážkování byly převzaty z výpočtového modulu software Autodesk Inventor 2014.

Velikost hlavové kružnice příruby:

$$D_a = 19 \text{ mm}$$

Velikost hlavové kružnice hřídele:

$$d_a = 21,7 \text{ mm}$$

Velikost roztečné kružnice:

$$d = 19,5 \text{ mm}$$

Společná výška stykové plochy:

$$h_{sp} = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{21,7 - 19}{2} = 1,35 \text{ mm} \quad (8.1)$$

Počet zubů:

$$z_d = 13 \text{ zubů}$$

Společná délka drážkování příruby a hřídele:

$$l_s = 25 \text{ mm}$$

Relativní počet funkčních drážek spoje, dle [2]:

$$\varphi = 0,5 [-]$$

Maximální točivý moment ve spoji:

$$T_{M21/45} = T_M \cdot \frac{z_2}{z_1} = 120 \cdot \frac{45}{21} = 257,15 \text{ Nm} \quad (8.2)$$

Výpočet tlaku ve spoji:

$$p_{dr} = \frac{2 \cdot T_{M21/45}}{d \cdot h_{sp} \cdot l_s \cdot z_d \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot 257,15}{19,5 \cdot 1,35 \cdot 25 \cdot 13 \cdot 0,5} = 120,2 \text{ MPa} \quad (8.3)$$

Dovolený tlak $p_{Dr} = 180 \text{ MPa}$ byl zvolen dle [14] pro ocel 15 260.6 zušlechtěnou na $R_m = 1000 \text{ MPa}$ dle [15] pro uložení s mikroposuvy.

Výpočet bezpečnosti:

$$k_{dr} = \frac{p_{Dr}}{p_{dr2}} = \frac{180}{125} = 1,44 \quad (8.4)$$

Vypočtena bezpečnost je s ohledem na povahu zařízení dostačující.

8.2 Výpočet nalisovaných spojů

a. Výpočet spoje číslo 2 obrázku 8.1.

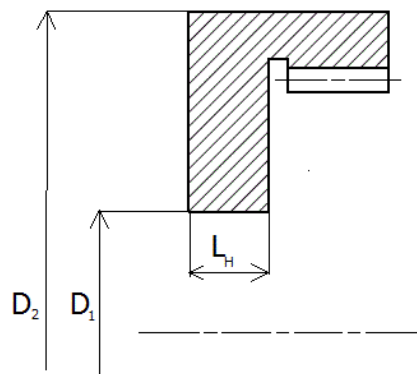
Výpočet byl proveden dle [2].

Zvolené koeficienty pro výpočet dle [2]:

$f=0,2$ [-].....Součinitel tření

$n= 1,3$ [-].....Bezpečnost proti prokluzu

$E= 210$ [GPa].....Modul pružnosti



Hodnoty odečtené z modelu:

Značení odpovídá obrázku 8.2.

$D_2=72$ mm

$D_1=37$ mm

$L_H=7,5$ mm

Obr. 8.2 Rozměry hrnce spojky

Výpočet minimálního tlaku p_{min} :

$$p_{min} = \frac{2 \cdot n \cdot T_{M21/45}}{\pi \cdot D_1^2 \cdot l_H \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 257150}{\pi \cdot 37^2 \cdot 7,5 \cdot 0,2} = 103,57 \text{ MPa} \quad (8.5)$$

Výpočet tuhosti náboje C_N :

$$C_N = \frac{D_1^2 + D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{37^2 + 72^2}{72^2 - 37^2} = 1,718 \quad (8.6)$$

Výpočet minimálního přesahu Δd_1 :

$$\Delta d_1 = \frac{D_1 \cdot p_{min} \cdot (C_N + 1)}{E} = \frac{37 \cdot 103,57 \cdot (1,718 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 0,049 \text{ mm} \quad (8.7)$$

Velikost ztráty přesahu Δd_z :

Pro předpokládané umístění tolerančních polí hřídele iT6 a nalisovaného hrnce iT7, byly z [5] odečteny střední aritmetické odchylky profilu hřídele $R_{ah}=0,8 \mu\text{m}$ a $R_{aH}=1,6 \mu\text{m}$.

$$R_{zh} = 4,96 \cdot R_{ah} = 4,96 \cdot 0,8 = 6,2 \mu\text{m} \quad (8.8)$$

$$R_{zH} = 4,96 \cdot R_{aH} = 4,96 \cdot 1,6 = 12,4 \mu\text{m} \quad (8.9)$$

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot (6,2 + 12,4) = 22,32 \mu\text{m} \quad (8.10)$$

Minimální potřebný přesah Δd :

$$\Delta d = \Delta d_1 + \Delta d_z = 49 + 22,32 = 71,32 \mu m \quad (8.11)$$

Pro vypočtený přesah bylo zvoleno uložení H7/z6. Toto uložení je se značným přesahem a vyžaduje nalisování za tepla. Tuto technologii, ale nelze použít, protože plochy hrnce i hřídele jsou kaleny. Ohřevem a následným pomalým ochlazením by došlo k popouštění. Z výše uvedených důvodů byla po konzultacích s vedoucím práce a výrobcem nahrazena technologie lisování svařováním. Svar bude použit i u spoje číslo 3. V tomto spoji jsou provozní podmínky velmi obdobné. Za požadovanou únosnost svarů 258Nm bude odpovídat zhotovitel svarů, který ovládá požadovanou technologii k provedení této operace, a je schopen svary přesně navrhnout.

b. Návrh uložení spoje č.4

Díra náboje kola je v tomto spoji vyrobena tolerančním poli H7, proto je potřeba navrhnout pouze uložení hřídele. Volené koeficienty jsou stejné jako v předchozím případě spoje.

Hodnoty odečtené z výkresů:

$D_2=57 \text{ mm}$ průměr roztečné kružnice kola

$D_1=34,7 \text{ mm}$...vnitřní průměr náboje kola

$L_k=19,6 \text{ mm}$

Výpočet minimálního tlaku p_{\min} :

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot n \cdot T_M}{\pi \cdot D_1^2 \cdot l_k \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 120}{\pi \cdot 37^2 \cdot 19,6 \cdot 0,2} = 21,9 \text{ MPa} \quad (8.12)$$

Výpočet tuhosti náboje C_N :

$$C_N = \frac{D_1^2 + D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{34^2 + 57^2}{57^2 - 34^2} = 2,105 \quad (8.13)$$

Výpočet minimálního přesahu Δd_1 :

$$\Delta d_1 = \frac{D_1 \cdot p_{\min} \cdot (C_N + 1)}{E} = \frac{34,7 \cdot 21,9 \cdot (2,105 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 0,011 \text{ mm} \quad (8.14)$$

Velikost ztráty přesahu Δd_z :

Pro předpokládané umístění tolerančních polí hřídele iT6 a nalisovaného hrnce iT7 byly z [5] odečteny střední aritmetické odchylky profilu hřídele $R_{ah}=0,8 \mu m$ a $R_{ak}=0,8 \mu m$.

$$R_{zh} = R_{zk} = 4,96 \cdot R_{ah} = 4,96 \cdot 0,8 = 6,2 \mu m \quad (8.15)$$

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot (6,2 + 6,2) = 14,88 \mu m \quad (8.16)$$

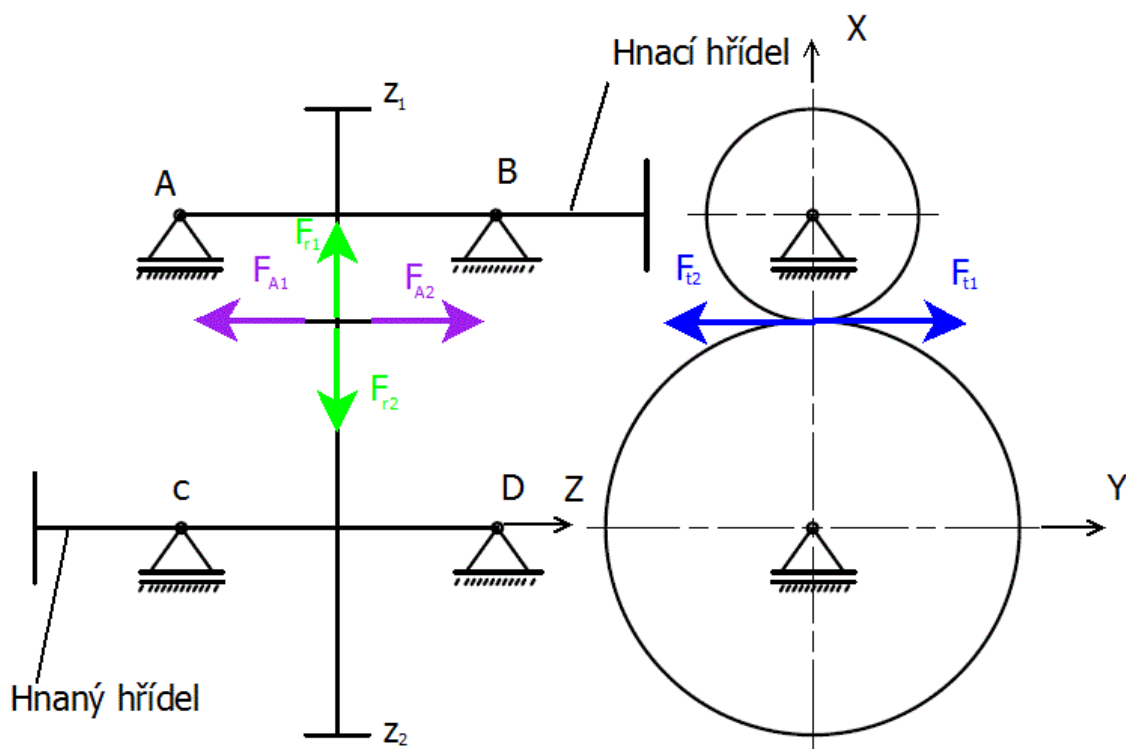
Pro navrhovaný spoj bylo zvoleno uložení H7/s6. S ohledem na to, že kolo je navrženo tak aby nalisovaný spoj unesl zadaný krouticí moment a hodnoty přesahu byly voleny nejbližší vyšší, není potřeba kolo kontrolovat pevnostně.

9. Pevnostní výpočet hřídelů

V zařízení budou použita různá experimentální ozubená kola. Tato kola způsobují v ložiscích různé reakce. Proto je nutné nejprve určit síly v ozubení pro všechny požadované převodové stupně.

9.1 Výpočet sil v ozubení

Na obrázku 9.1 je schematicky znázorněno působení sil v ozubení a jsou zavedeny roviny, které budou sloužit k orientaci ve výpočtu.



Obr. 9.1 Síly v ozubení

Vypočtené hodnoty sil v ozubení jsou uvedeny v tabulce 9.1. Jako maximální hodnota kroutícího momentu byla zvolena hodnota $T_{MAX}=120$ Nm, jmenovitý moment byl zvolen $T_N=100$ Nm. Rovnice pro výpočet byly použity dle[8] .

Tab.9.1 Vypočtené síly v ozubení

Převodový stupeň	Roztečná kružnice d [mm]	Úhel profilu α [deg]	Úhel sklonu boku zubů β [deg]	Kroutící moment T [Nm]	Radiální síla Fr [N]	Tečná síla Ft [N]	Axiální síla Fa [N]
A	43,14	15	33,25	120	1 782	5 563	3 647
A	43,14	15	33,25	100	1 485	4 636	3 040
B	57,35	15	33	120	1 337	4 185	2 718
B	57,35	15	33	100	1 114	3 487	2 265
C	72,75	15	33	120	1 054	3 299	2 142
C	72,75	15	33	100	878	2 749	1 785

Ukázka výpočtu převodový stupeň A a kroutící moment T=120 Nm

Výpočet tečné síly

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_M}{d_1} = \frac{2 \cdot 120\,000}{43,14} = 5\,563\,N \quad (9.1)$$

Výpočet radiální síly

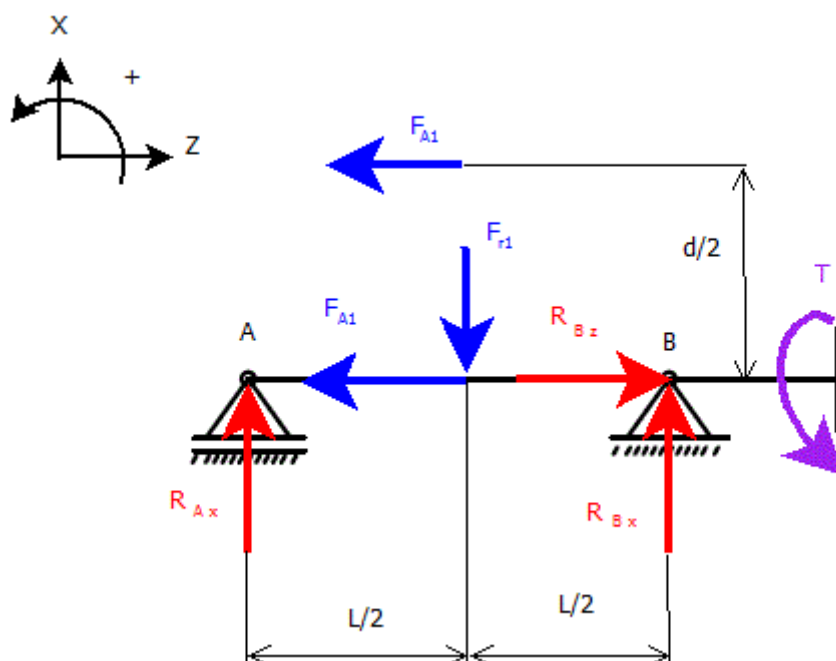
$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 5\,563 \cdot \frac{\tan 15}{\cos 33,25} = 1\,782\,N \quad (9.2)$$

Výpočet axiální síly

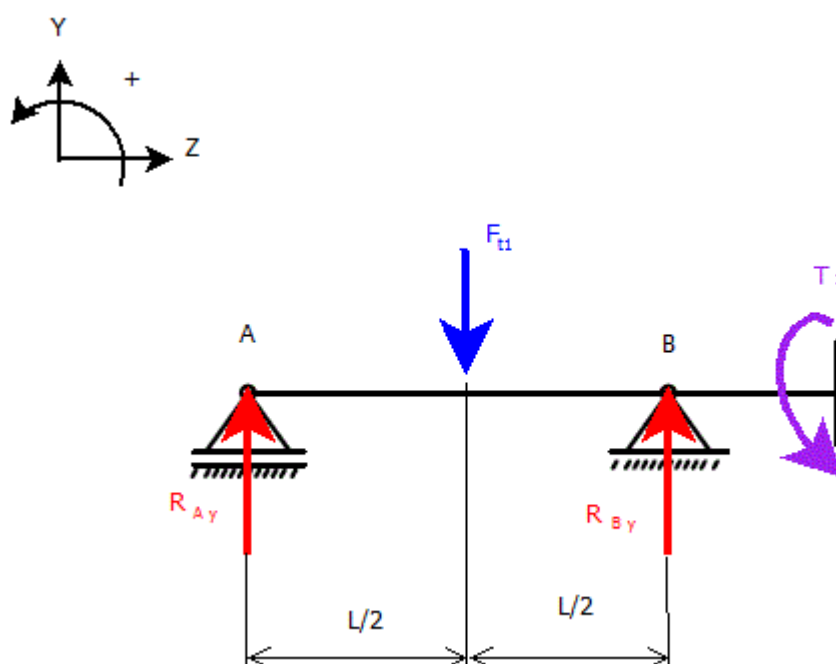
$$F_{A1} = F_{A2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 5\,563 \cdot \tan 33,25 = 3\,647\,N \quad (9.3)$$

9.2 Výpočet reakcí v ložiscích hnacího hřídele

Zatížení hnacího hřídele je schematicky zobrazeno na obrázcích 9.2 a 9.3. V podpoře A se nachází válečkové ložisko, které je uloženo jako axiálně volné. V podpoře B se nachází kuželíkové ložisko párované do X. Toto ložisko přenáší všechny axiální síly.



Obr.9.2 Výpočtový model hřídele



Obr. 9.3 Výpočtový model hřídele

Jelikož je použito v převodu šikmé ozubení je nutný výpočet reakcí v obou směrech chodu. Pro statický výpočet ložisek pak bude vybraná maximální hodnota reakce. Vypočtené hodnoty reakcí jsou zaznamenány v tabulce 10.2. Z úsporných důvodů

a opakovatelnosti výpočtu bude uvedena pouze ukázka výpočtu reakcí pro převodový stupeň A a zatížení $T_M=120 \text{ Nm}$.

Ukázka výpočtu:

a. Rovina x-z:

Momentová věta k bodu B:

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0$$

$$-R_{AX} \cdot L + F_{r1} \cdot \frac{L}{2} + F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r1}}{2} + F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2 \cdot L} = \frac{1782}{2} + 3647 \cdot \frac{43,14}{2 \cdot 118,5} = 1554,8 \text{ N} \quad (9.4)$$

Reakce R_{Bx} bude odvozena ze součtu sil působících v ose x.

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$R_{AX} - F_{r1} = 0$$

$$R_{Bx} = F_{r1} - R_{AX} = 1782 - 1554,8 = 227 \text{ N} \quad (9.5)$$

Reakce R_{bz} bude vypočtena ze součtu sil působících v ose z.

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$R_{Bz} - F_{A1} = 0$$

$$R_{Bz} = F_{A1} = 3647 \text{ N} \quad (9.6)$$

b. Rovina y-z:

Momentová věta k bodu B:

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0$$

$$-R_{Ay} \cdot L + F_{t1} \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{5563}{2} = 2781,5 \text{ N} \quad (9.7)$$

c. Určení celkových reakcí:

Výsledná radiální reakce v podpoře A:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1554,8^2 + 2781,5^2} = 3186,6 \text{ N} \quad (9.8)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B:

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{227^2 + 2\,781,5^2} = 2790,8\,N \quad (9.9)$$

Výsledná axiální reakce v podpoře B:

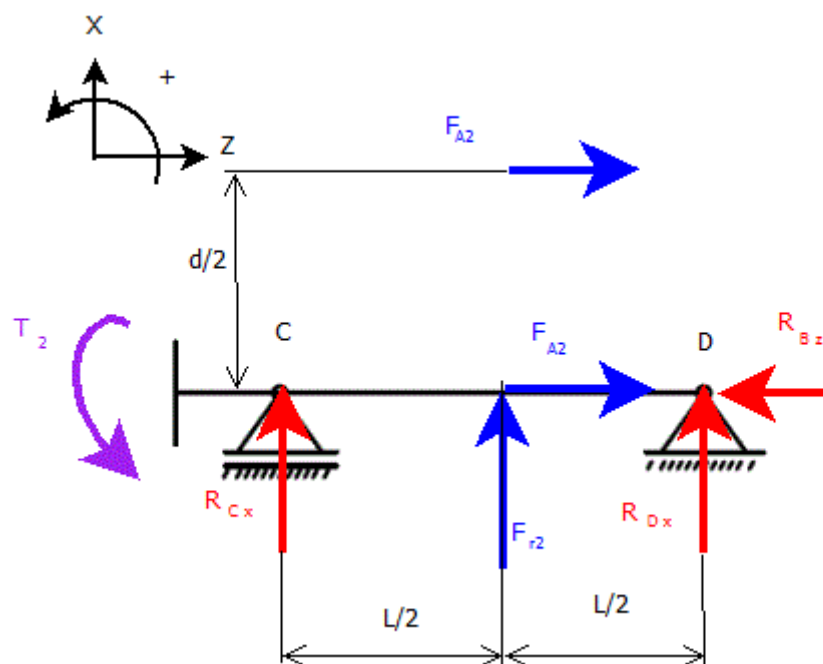
$$R_{Ba} = R_{Bz} = 3\,647\,N \quad (9.10)$$

Tab. 9.2 Vypočtené reakce - hnací hřídel

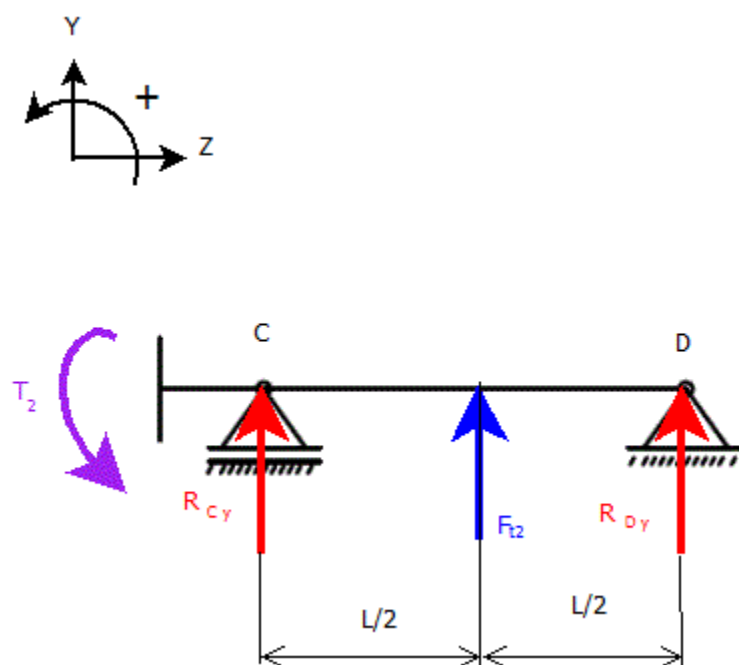
	Převodový stupeň					
	A	A	B	B	C	C
Roztečná kružnice d_1 [mm]	43,14	43,14	57,35	57,35	72,75	72,75
L [mm]	118,5	118,5	118,5	118,5	118,5	118,5
Kroutící moment T_1 [Nm]	120	100	120	100	120	100
Radiální síla Fr_1 [N]	1 782	1 485	1 337	1 114	1 054	878
Tečná síla F_{t1} [N]	5 563	4 636	4 185	3 487	3 299	2 749
Axiální síla F_{a1} [N]	3 647	3 040	2 718	2 265	2 142	1 785
Reakce v rovině x-z R_{Ax} [N]	1554,8	1295,9	1326,2	1105,1	1184,5	987,1
Reakce v rovině x-z RBx_1 [N]	227	189	11	9	-131	-109
Reakce v rovině x-z R_{Bz} [N]	3 647	3 040	2 718	2 265	2 142	1 785
Reakce v rovině y-z RAy [N]	2781,5	2318	2092,5	1743,5	1649,5	1374,5
Reakce v rovině y-z R_{By} [N]	2781,5	2318	2092,5	1743,5	1649,5	1374,5
Reakce v rovině y-z RBz [N]	0	0	0	0	0	0
Výsledná radiální reakce R_A [N]	3186,6	2655,6	2477,4	2064,2	2030,7	1692,2
Výsledná radiální reakce RB [N]	2790,8	2325,7	2092,5	1743,5	1654,7	1378,8
Výsledná Axiální reakce R_{Ba} [N]	3 647	3 040	2 718	2 265	2 142	1 785
Opačný směr otáčení						
Reakce v rovině x-z R_{A1R} [N]	227,2	189,1	10,8	8,9	-130,5	-108,8
Reakce v rovině x-z RBx_R [N]	1 555	1 296	1 326	1 105	1 185	987
Reakce v rovině x-z R_{bz} [N]	-3 647	-3 040	-2 718	-2 265	-2 142	-1 785
Reakce v rovině y-z RA_{yR} [N]	-2781,5	-2318	-2092,5	-1743,5	-1649,5	-1374,5
Reakce v rovině y-z R_{ByR} [N]	-2781,5	-2318	-2092,5	-1743,5	-1649,5	-1374,5
Reakce v rovině y-z RB_{yR} [N]	0	0	0	0	0	0
Výsledná radiální reakce R_{AR} [N]	2790,8	2325,7	2092,5	1743,5	1654,7	1378,8
Výsledná radiální reakce R_{BR} [N]	3186,6	2655,6	2477,4	2064,2	2030,7	1692,2
Výsledná Axiální reakce R_{BaR} [N]	-3 647	-3 040	-2 718	-2 265	-2 142	-1 785

9.3 Výpočet reakcí hnané hřídele

Schéma zatížení hnané hřídele je zobrazeno na obrázcích 9.4 a 9.5.



Obr.9.4 Výpočtový model hřídele



Obr. 9.5 Výpočtový model hřídele

Na této hřídeli se budou měnit ozubená kola různých velikostí. Z úsporných důvodů a opakovatelnosti výpočtu bude tedy uvedena pouze ukázka výpočtu reakcí pro převodový stupeň A a zatížení $T_M=120 \text{ Nm}$ a zvolený směr otáčení otáčení. Všechny vypočtené výsledky jsou zobrazeny na v tabulce 10.3.

Ukázka výpočtu:

a. Rovina x-z:

Momentová věta k bodu B:

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0$$

$$-R_{CX} \cdot L - F_{r2} \cdot \frac{L}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{CX} = -\frac{F_{r2}}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2 \cdot L} = \frac{1782}{2} - 3647 \cdot \frac{84,32}{2 \cdot 118,5} = -2188,5 \text{ N} \quad (9.11)$$

Reakce R_{Bx} bude odvozena ze součtu sil působících v ose x.

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$-R_{CX} + F_{r2} + R_{DX} = 0$$

$$R_{DX} = R_{CX} - F_{r2} = 2188,5 - 1782 = 407 \text{ N}$$

(9.12)

Reakce R_{Dz} bude vypočtena ze součtu sil působících v ose z.

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$R_{Dz} + F_{A2} = 0$$

$$R_{Dz} = -F_{A2} = -3647 \text{ N}$$

(9.13)

b. Rovina y-z:

Momentová věta k bodu D:

$$\sum_{i=1}^n M_{iD} = 0$$

$$-R_{Cy} \cdot L - F_{t2} \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$R_{Cy} = R_{Dy} = -\frac{F_{t2}}{2} = -\frac{5563}{2} = -2781,5 \text{ N} \quad (9.14)$$

c. Určení celkových reakcí:

Výsledná radiální reakce v podpoře C:

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2\,188,5^2 + 2\,781,5^2} = 3\,539,3\,N \quad (9.15)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B:

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{407^2 + 2\,781,5^2} = -2\,811,1\,N \quad (9.16)$$

Výsledná axiální reakce v podpoře D:

$$R_{Da} = R_{Dz} = -3\,647\,N \quad (9.17)$$

Tab.9.3 Vypočtené reakce – hnaný hřídel

	Převodový stupeň					
	A	A	B	B	C	C
Roztečná kružnice d 2 [mm]	84,32	84,32	72,18	72,18	57,93	57,93
L [mm]	118,5	118,5	118,5	118,5	118,5	118,5
Kroutící moment T [Nm]	120	100	120	100	120	100
Radiální síla F_{r2} [N]	1 782	1 485	1 337	1 114	1 054	878
Tečná síla F_{t2} [N]	5 563	4 636	4 185	3 487	3 299	2 749
Axiální síla F_{a2} [N]	3 647	3 040	2 718	2 265	2 142	1 785
Reakce v rovině x-z R_{Cx} [N]	-2188,5	-1824,1	-1496,3	-1246,8	-1050,6	-875,5
Reakce v rovině x-z R_{Dx} [N]	407	339	159	133	-3	-3
Reakce v rovině x-z R_{Dz} [N]	-3 647	-3 040	-2 718	-2 265	-2 142	-1 785
Reakce v rovině y-z R_{Cy2} [N]	-2781,5	-2318	-2092,5	-1743,5	-1649,5	-1374,5
Reakce v rovině y-z R_{Dy} [N]	-2781,5	-2318	-2092,5	-1743,5	-1649,5	-1374,5
Reakce v rovině y-z R_{Dz} [N]	0	0	0	0	0	0
Výsledná radiální reakce R_C [N]	3539,3	2949,6	2572,4	2143,4	1955,6	1629,6
Výsledná radiální reakce R_D [N]	2811,1	2342,7	2098,6	1748,6	1649,5	1374,5
Výsledná Axiální reakce R_{Da} [N]	-3 647	-3 040	-2 718	-2 265	-2 142	-1 785
Opačný směr otáčení						
Reakce v rovině x-z R_{CxR} [N]	406,5	339,1	159,3	132,8	-3,4	-2,8
Reakce v rovině x-z R_{DxR} [N]	-2 189	-1 824	-1 496	-1 247	-1 051	-875
Reakce v rovině x-z R_{DzR} [N]	3 647	3 040	2 718	2 265	2 142	1 785
Reakce v rovině y-z R_{CyR} [N]	2781,5	2318	2092,5	1743,5	1649,5	1374,5
Reakce v rovině y-z R_{DyR} [N]	2781,5	2318	2092,5	1743,5	1649,5	1374,5
Reakce v rovině y-z R_{DyR} [N]	0	0	0	0	0	0
Výsledná radiální reakce R_{cR} [N]	2811,1	2342,7	2098,6	1748,6	1649,5	1374,5
Výsledná radiální reakce R_{dR} [N]	3539,3	2949,6	2572,4	2143,4	1955,6	1629,6
Výsledná Axiální reakce R_{daR} [N]	3 647	3 040	2 718	2 265	2 142	1 785

9.3 Výpočet ložisek

Ložiska jsou v měřící převodovce namáhány na různých hladinách. Jejich hodnotu ovlivňuje změna kroutícího momentu, ale i výměna ozubených kol. Zátěžové spektrum proto nelze předem určit. Proto pro výpočet byl zvolen následující postu: Pro statickou kontrolu ložisek byla vybrána z tabulek předcházející kapitoly příslušná maximální reakce, na kterou bylo ložisko zkontrolováno staticky. Dále byly z tabulek 10.2 a 10.4 odečteny velikosti příslušných radiálních reakcí pro hodnotu točivého momentu $T_N=100$ Nm. Těmito reakcemi byla pomocí rovnice 9.18 stanovena velikost ekvivalentních reakcí dle [10], se kterými bylo dále postupováno ve výpočtu trvanlivosti ložisek dle katalogu výrobce. Vypočtené hodnoty jsou obsaženy v tabulce 10.4, ve které jsou zaznamenány i potřebné hodnoty dle katalogu výrobce [13]. Do následujících rovnic byly dosazeny hodnoty pro ložisko v podpěře D obrázku 10.1. Jako nejvíce provozované otáčky byly zvoleny $n=3\ 000\text{min}^{-1}$

Výpočet ekvivalentních reakcí, dle [10]

Směrnice wöhlerovy křivky w je u ložisek označová p , dle katalogu výrobce [13] byl zvolen ro ložiska s čárovým stykem $w = p = \frac{10}{3}$.

$$R_e = \sqrt{\frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i^w}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{n}}} \quad (9.18)$$

Ekvivalentní radiální reakce

$$R_{erD} = \sqrt{\frac{\frac{1}{6} R_{DA}^w + \frac{1}{6} R_{DB}^w + \frac{1}{6} R_{DC}^w + \frac{1}{6} R_{DAR}^w + \frac{1}{6} R_{DBR}^w + \frac{1}{6} R_{DCR}^w}{1}}$$

$$R_{erD} = \sqrt{\frac{\frac{10}{3} \left(\frac{1}{6} \cdot 2342,7^{\frac{10}{3}} + \frac{1}{6} \cdot 1748,6^{\frac{10}{3}} + \frac{1}{6} \cdot 1374,5^{\frac{10}{3}} + \frac{1}{6} \cdot 2949,6^{\frac{10}{3}} + \frac{1}{6} \cdot 2143,4^{\frac{10}{3}} + \frac{1}{6} \cdot 1629,6^{\frac{10}{3}} \right)}{1}}$$

$$R_{erD} = 2\ 183\ N$$

Ekvivalentní axiální reakce v podpěře D

Velikost dílčích reakcí se se směrem otáčení nemění, mění se jen jejich směr. Proto bude výpočet zjednodušen:

$$R_{eAD} = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{3}R_{ADA}^3 + \frac{1}{6}R_{ADB}^3 + \frac{1}{6}R_{ADC}^3}{1}} \quad (9.19)$$

$$R_{eAD} = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{3} \cdot 3040^3 + \frac{1}{6} \cdot 2265^3 + \frac{1}{6} \cdot 1785^3}{1}} = 2\,491\,N$$

Výpočet ekvivalentních zatížení

Určení, podle jakého typu rovnic se bude provádět výpočet ekvivalentního zatížení.

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad (9.20)$$

$$\frac{2491}{2\,183} > 0,83$$

Podmínka je splněná, výpočet bude proveden dle níže uvedených rovnic.

Statické ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = 3,539 + 0,8 \cdot 3,647 = 6,45\,kN \quad (9.21)$$

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = 0,67 \cdot 2,183 + 1,2 \cdot 2,491 = 4,451\,kN \quad (9.22)$$

V případě výpočtu ekvivalentního zatížení pro válečková ložiska, která jsou axiálně volná, bylo postupováno dle rovnice 10.23.

$$P_0 = P = F_r \quad (9.23)$$

Výpočet statické bezpečnosti ložiska:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{80}{6,103} = 12,4 \quad (10.24)$$

Výpočet hodinové trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{64,4}{4,451}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{3000 \cdot 60} = 41\,004\,hod \quad (9.25)$$

Tab.9.4 Vypočtené trvanlivosti ložisek

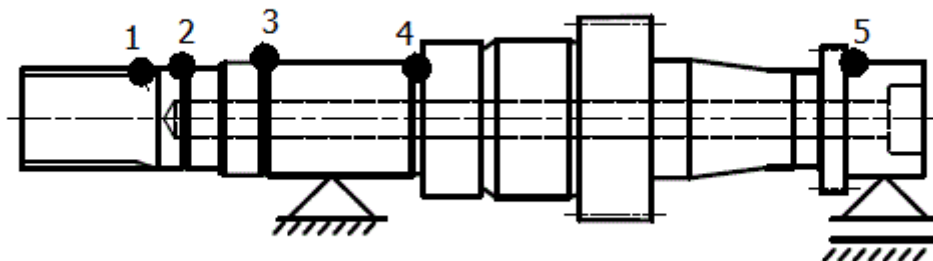
	Ložisko			
	A	B	C	D
Maximální radiální reakce R_{rM} [N]	3186,6	3186,6	3539,3	3539,3
Maximální axiální reakce R_{AM} [N]	0	3 647	0	3647
Ekvivalentní radiální reakce R_{er} [N]	2 080	2 080	2 183	2 183
Ekvivalentní axiální reakce R_{Ae} [N]	0	2 491	0	2491
Označení ložiska	NJ35ECP	31305J2/QDF	NJ35ECP	31305J2/QDF
Statická únosnost C_0 [kN]	36,5	80	36,5	80
Základní dynamická únosnost C [kN]	46,5	64,4	46,5	64,4
Ekvivalentní statické zatížení P_0 [kN]	3,19	6,103	3,54	6,450
Ekvivalentní dynamické zatížení P [kN]	2,080	4,382	2,183	4,451
Výpočtový součinitel e [-]	-	0,41	-	0,41
Statický výpočtový součinitel Y_0 [-]	-	0,8	-	0,8
Dynamický výpočtový součinitel Y [-]	-	1,44	-	1,44
Statická bezpečnost s_0 [-]	11,5	13,1	10,3	12,4
Vypočtená hodinová trvanlivost ložisek L_h [hod]	174 861	43 196	148 842	41 004

Vypočtené trvanlivost jsou s ohledem na povahu zařízení dostačující. Jejich přesnost je orientační. Ve výpočtu se pohybuje celá řada neznámých, která byla zvolena (otáčky hřídelů, velikost vstupního kroutícího momentu). Proto s ohledem na cenu snímačů, které by se poruchou mohly poškodit, se doporučuje jejich výměna ještě před uplynutím vypočtené doby trvanlivosti.

9.4 Kontrola hřídelů

Hřídele jsou vyrobeny z oceli 15 260.7. Mez kluzu této oceli je dle [15] $R_{e15\ 260}=750$ MPa. Výpočet napětí byl proveden v software AnsysWorkbench. Výpočet napětí je uveden v příloze 2. Vypočtené minimální bezpečnosti jsou uvedeny v tabulkách 9.5 až 9.7. Kritická místa jsou vyznačena na obrázcích 9.6 až 9.9.

Hnací hřídel rychlostního stupně A



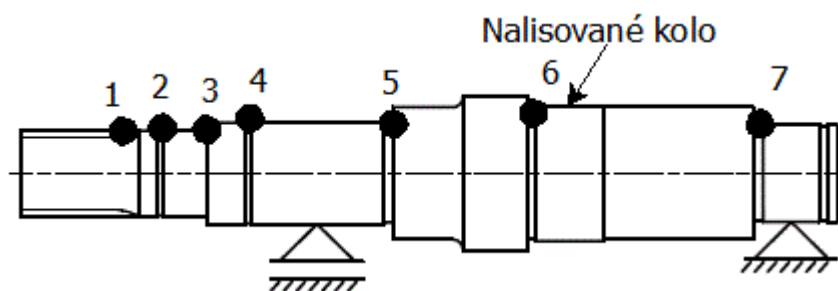
Obr.9.6 Hřídel stupně A

Tab.9.5 Vypočtené bezpečnosti – hnací hřídel

	Kritické místo				
	1	2	3	4	5
Vypočtené napětí σ_{red} [MPa]	277	142	90	160	20
Vypočtená bezpečnost k_s [-]	2,7	5,3	8,3	4,7	37,5

Hnací hřídel rychlostního stupně B a C

Tyto převodové stupně jsou nasazeny na hřídelích se stejnou geometrií. Výpočet byl tedy proveden pro zatížení silami soukolí B. U tohoto převodového stupně vznikají větší síly v ozubení.



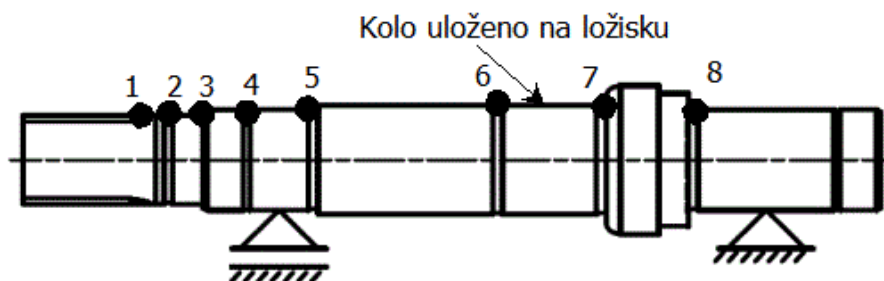
Obr.9.7 Hnaný hřídel soukolí B a C

Tab.9.6 Vypočtené bezpečnosti – hnací hřídel převodových stupňů B a C

	Kritické místo						
	1	2	3	4	5	6	7
Vypočtené napětí σ_{red} [MPa]	277	138	123	92	127	143	52
Vypočtená bezpečnost k_S [-]	2,7	5,4	6,1	8,2	5,9	5,2	14,4

Hřídel hnáný:

Na tomto soukolí se budou testovat kola všech rychlostních stupňů. Vypočet bezpečnosti bude proveden pro soukolí rychlostního stupně A.



Obr. 9.8 Hnaný hřídel

Tab.9.7 Vypočtené bezpečnosti hnáný hřídel

	Kritické místo							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Vypočtené napětí σ_{red} [MPa]	566	318	283	177	247	177	247	177
Vypočtená bezpečnost k_S [-]	1,3	2,4	2,7	4,2	3,0	4,2	3,0	4,2

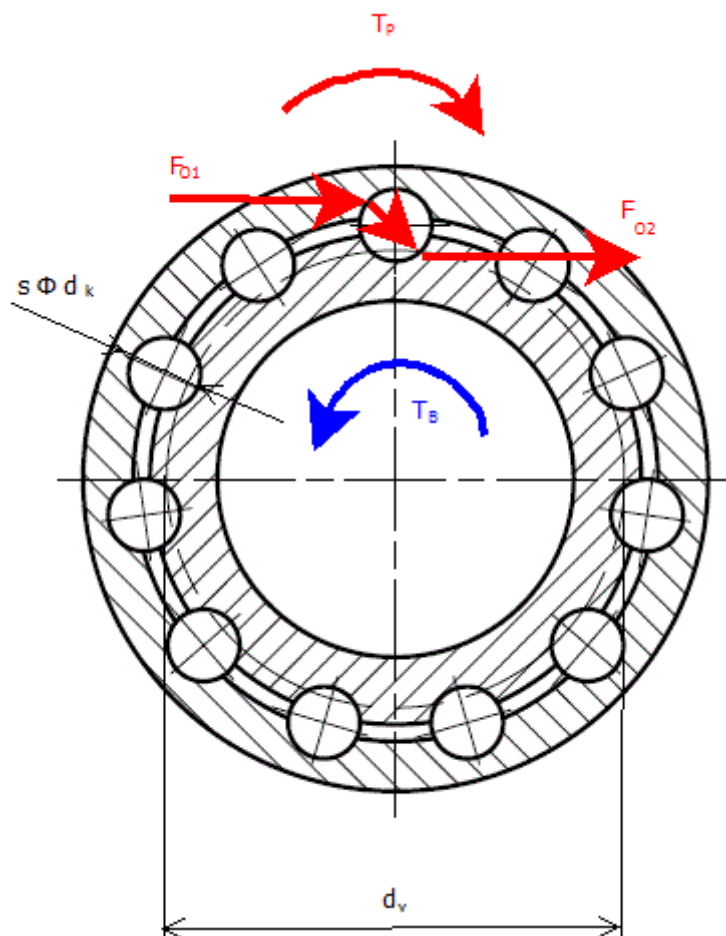
Všechny vypočtené bezpečnosti jsou dostačující.

10. Výpočet spojky s kuličkami

Pro konstrukci spojky byly užity kuličky z ložiska s kosoúhlým stykem 7202.

Výpočet kuliček

Počet užitých kuliček a tvary stykových ploch kuliček a oběžných drah byly zachovány stejné jako ve výše uvedeném typu ložisek. Proto lze kuličky kontrolovat jako by bylo ložisko namáháno axiální silou. Tato síla odpovídá obvodové síle F_o v místě působení radiální síly v kuličce. Protože v unášce se dotýká kulička se stykovou plochou, na menším průměru bude proveden výpočet pro tento případ. Předpokládá se, že kulička se ve svých drahách bude pouze mírně naklánět. Pro takový pohyb se provádí pouze statická kontrola ložiska. Nejdůležitější výpočtové rozměry spojky jsou znázorněny na obrázku 10.1.



Obr.10.1 Rozměry spojky

$d_k=6,35$ mm.....Průměr kuličky

T_pTočivý moment pohonu

$d_v= 55,82$ mm.....Výpočtový průměr

T_bBrzdný moment $T_p = T_b$

F_{o1}Obvodová síla v hrnci spojky

F_{o2}Obvodová síla v unášce spojky

Výpočet obvodové síly v unášeci F_{o2} :

Točivý moment pohonu T_p je roven maximálnímu momentu vypočtenému v rovnici 8.2.

$$T_p = T_{M21/45} = 257,15 \text{ Nm} \quad (10.1)$$

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot T_p}{d_v} = \frac{2 \cdot 257,15 \cdot 10^3}{55,82} = 9\,213,5 \text{ N} \quad (10.2)$$

Výpočet ekvivalentního statického zatížení:

Výpočet byl proveden dle katalogu výrobce [13]

$$P_0 = 0,5F_r + 0,26F_a = 0,5 \cdot 0 + 0,26 \cdot 9,213 = 2,4 \text{ KN} \quad (10.3)$$

Výpočet statické bezpečnosti:

Statická únosnost byla odečtena z katalogu výrobce [13].

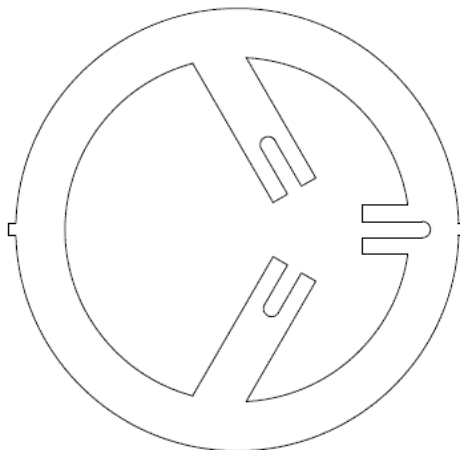
$$s_{0s} = \frac{C_0 \cdot \phi}{P_0} = \frac{4,65 \cdot 0,75}{2,4} = 1,45 \quad (10.4)$$

Pevnostní kontrola spojky

Pevnostní kontrola hrnce a unášече spojky byla provedena v softwaru AnsysWorkbench. Vypočtené hodnoty napětí jsou součástí přílohy 1. Unášec i hrnec jsou vyrobeny z oceli 12 060.1. Mez kluzu této oceli je $R_{e12\,060.1} = 350 \text{ MPa}$. Minimální vypočtená bezpečnost unášече $k_{su} = 4,2$. Minimální vypočtená bezpečnost hrnce je $k_{sH} = 3,1$. Obě výše uvedené bezpečnosti jsou zcela dostačující.

11. Vlastní frekvence držáku

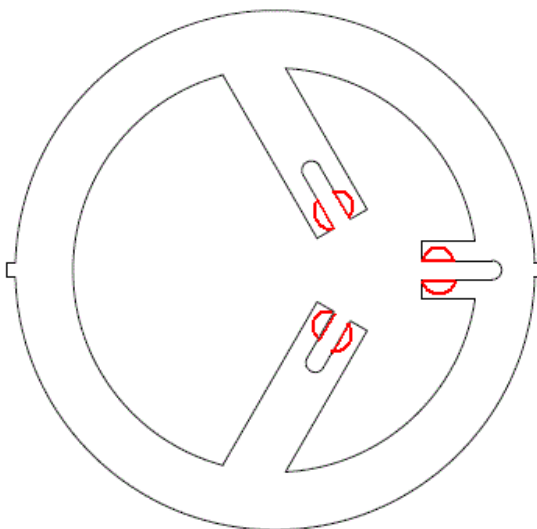
Vlastní frekvence držáku snímačů musí být naladěna tak, aby se nacházeli nad zubovou frekvencí kol. Kdyby byly tyto frekvence shodné, začal by držák rezonovat. To by ovlivnilo výsledky měření a v krajním případě by mohlo znamenat i zničení snímačů. Pro naladění správného tvaru držáku byl použit výpočtový software AnsysWorkbench. Prvotní návrh tvaru držáku snímačů je uveden na obrázku 11.1.



Obr. 11.1 Prvotní návrh držáku

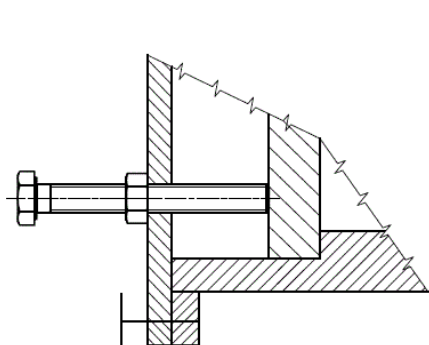
Tvorba konečnoprvkové sítě a zavedení okrajových podmínek

Na navrhovaném modelu byly vytvořeny v místě snímačů plošky (označeny červeně na obr.11.2). Do těchto plošek byly zavedeny hmotné body o hmotnosti snímače $m=0,1\text{kg}$. Pro síť byl použit prvek tetrahedrons o konstantní velikosti prvku 3,5mm. Prvek tetrahedrons a konstantní velikost sítě je pro modální analýzu doporučena výrobcem softwaru.

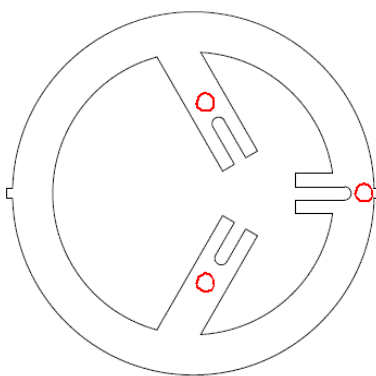


Obr.11.2 Plochy pro zavedení hmotných bodů

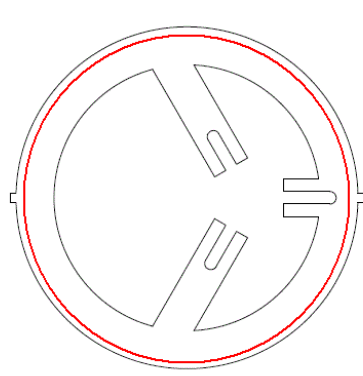
Držák je uložen v převodovce pomocí trojice šroubů, kterými je dotlačen k osazení na skříni převodovky (obr. 11.3). Pro výpočet byl model držáku upraven a plochy kontaktů šroubů a osazení skříně byly na držáku vyrobeny (obr.11.4 a obr.11.5). Na tyto plochy byla aplikována vazba vetknutí. Čímž dle [16] dochází k nepřesnosti zanedbáním nelinearity skutečných vazeb. Nicméně je výpočet i tak dostačující.



Obr. 11.3 Uchycení v převodovce



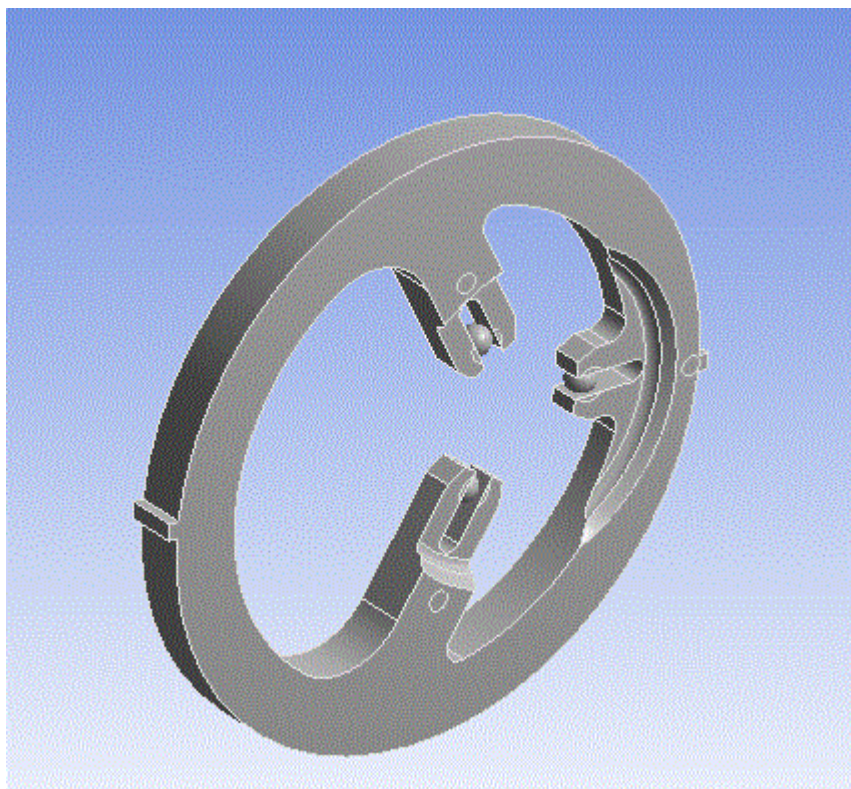
Obr. 11.4 Plochy pro šroub



Obr.11.5 Plocha osazení

Navrhovaný tvar držáků

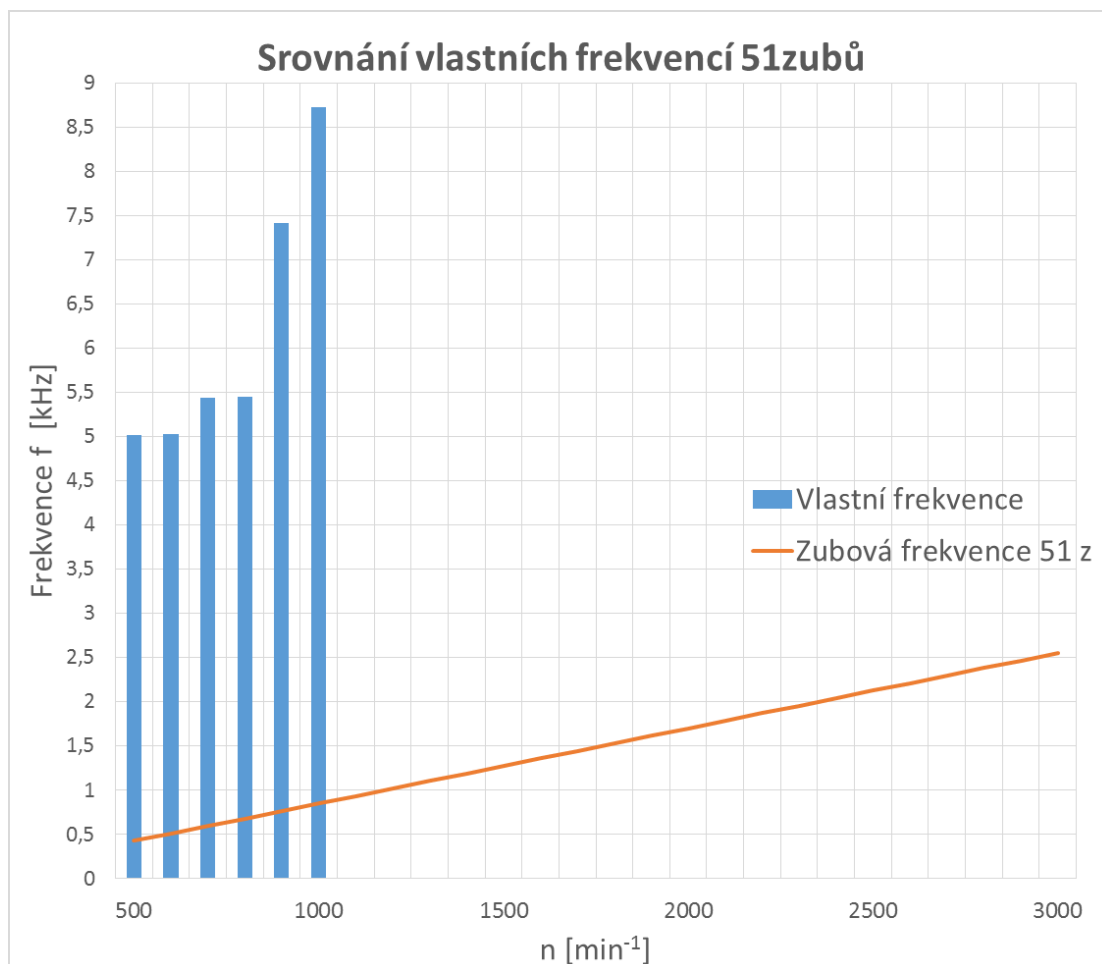
Navrhovaný tvar držáků je zobrazen na obrázku 11.6. Jeho konstrukce umožňuje použití jakéhokoliv zadaného kola pro měření v celém otáčkovém spektru zařízení. Svým tvarem komplikují montáž snímačů, nicméně je možná.



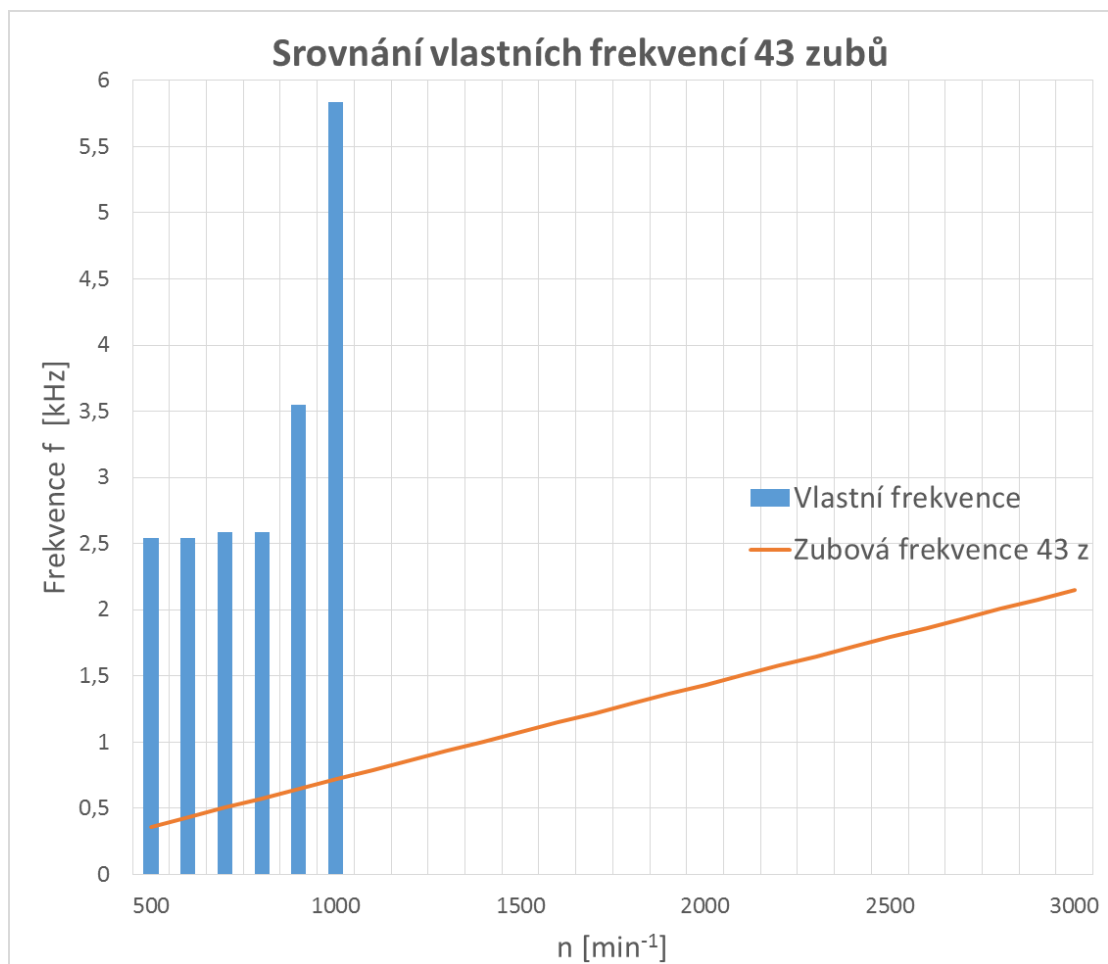
Obr.11.6 Navržený tvar držáku

Vypočtené vlastní frekvence

Pro navrhovaný tvar byly vypočteny vlastní frekvence a to pro kolo s největším počtem zubů a pro kolo které má nejmenší poloměr, na kterém se bude provádět měření. Porovnání vypočtených výsledků vlastních frekvencí je zobrazeno v grafech na obrázcích 11.7 a 11.8. Z grafů názorně plyne, že vlastní frekvence se nachází nad zubovou frekvencí.



Obr.11.7 Srovnání vlastní a zubové frekvence $z=51$ zubů



Obr.11.8 Srovnání vlastní a zubové frekvence $z=43$ zubů

12. Závěr

Úkolem této práce bylo navrhnout přípravek pro měření naklopení ozubených kol na jehličkových ložiskách. Navržené zařízení je funkční, snadno vyrobitelné a smontovatelné. Klíčovým prvkem celého návrhu byla náhrada synchronu, který brání maximálnímu možnému naklopení kola. Po uvážení více variant byla vyhodnocena jako nejlepší náhrada synchronu pomocí spojky s kuličkami. Toto jedinečné řešení bylo nově vyvinuto speciálně pro tento měřicí přípravek. Jeho funkčnost bude ověřena až případnou výrobou a následným použitím. Navržený přípravek bude umístěn do uzavřeného stendu, který se nachází v laboratořích katedry ČaMS.

Součástí práce je i návrh rozmístění snímačů. Ty jsou rozmístěny tak, aby umožňovaly univerzálnost držáku snímačů. Aby nedocházelo k ovlivnění výsledků měření vlivem rozkmitu držáku snímačů, byla jeho vlastní frekvence naladěna nad zubovou frekvencí. Pro měření naklopení byly zvoleny snímače fungující na principu vířivých proudů.

Po návrhu zařízení byla provedena pevnostní kontrola nejdůležitějších částí zařízení. Vypočtené bezpečnosti jsou zcela dostačující. Hřídele v zařízení byly kontrolovány pouze staticky, protože u tohoto typu zařízení se nepředpokládá s dlouhodobým používáním. Minimální bezpečnost byla vypočtena na hnaném hřídeli $k_{smin}=1,3$. Tato bezpečnost se nachází v místě drážkování a je tak nízká, protože vypočtené napětí ve FEM řešiči bylo navýšeno o odhadnutý vrubový součinitel v krutu α_r . Tento součinitel byl použit, protože výpočtový model hřídele neobsahoval toto drážkování. Nicméně i tak je tato bezpečnost zcela dostačující. Minimální vypočtená trvanlivost byla vypočtená 41 004 hodin. Tato hodnota by měla sloužit pouze jako orientační. Ve výpočtu byly použity neznáme hodnoty, které byly odhadnuty (otáčky, velikost kroutícího momentu). Spojka s kuličkami byla dimenzována pro přenos maximálního kroutícího momentu vycházejícího ze zařízení $T_{max}= 257,15 \text{ Nm}$. Vypočtená bezpečnost byla pro tento moment $k=1,45$. Tato hodnota je zcela postačující. Skříň přípravku je navržena ze silnostěnných profilů tak, aby zaručovala vysokou tuhost. Proto ji není potřeba pevnostně kontrolovat. Šroubové spoje v zařízení jsou převzaty z již funkčního zařízení, ve kterém jsou provozovány stejná kola pod obdobným zatížením, proto jejich kontrola není v této práci obsažená.

Zkušební zařízení vzniklo za podpory Technologické agentury České republiky v rámci projektu Centra kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka. Využití tohoto zařízení bude pro měření naklopení ozubených kol na jehličkových ložiscích a optimalizace ložiskových vřutí za účelem snížení hluku a vibrací.

Závěrem bych chtěl poděkovat mému vedoucímu této práce panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi PhD. za jeho ochotu a cenné rady při řešení problematiky této práce.

13. Použitá literatura

- [1] ŽDÁNSKÝ, B.; Zdeněk J.: *Automobily*. Brno, 2000
- [2] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II - čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [4] Moravec, V.; Dejl, Z.; Němček, M.; Folta, Z.; Havlík, J.; *Čelní ozubená kola v převodech automobilů*. Montanex a.s., 2009. ISBN 978-80-7225-304-3
- [5] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [6] Havlík, J.: *Životnostní zkoušky převodových skříní. Habilitační práce*, VŠB-TU Ostrava, 2007.
- [7] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů II: Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT, 1992.
- [8] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [9] MORAVEC, V.; HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [10] MORAVEC, V.; PIŠŤÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-0980-X.
- [11] Katalog: *Snímace vzdálenosti (vzduchové mezery), pracující na principu vířivých proudů, série PR 6422/...* Epro GmbH, 4 p.
- [12] Katalog: *HS*. Vishaymg, 2005. 2 p.
- [13] SKF Group.: *Hlavní katalog SKF*; SKF Group, 2006.
- [14] Folta, Z.: *Diagram měrných tlaků* [online] .Dostupný z URL <<http://home1.vsb.cz/~fol20/>>.
- [15] Moravec, V.; Pišťáček, D. *Stanovení únavových křivek součástí zadaného tvaru a materiálu pomocí součinitelů* [online]; VŠB-TU Ostrava: ostrava, 2006.
- [16] Poruba, Z.; Sweda, J. *Modal Analysis of Mechanical System Containing Nonlinear Joint*. *Trans Tech Publications* [Online] **2012**, 1662-7482/105-107. www.scientific.net/AMM.105-107.244 (accessed Sept 27, 2011).
- [17] ČVUT.: *Magnetostrikční senzor lineární polohy* [online]. Dostupný z URL <<http://measure.fel.cvut.cz/system/files/files/cs/vyuka/predmety/A3M38MSZ/Magnetostrikcni.pdf>>.
- [18] Megatron: *Lineární snímáče polohy* [online]. Dostupný z URL <<http://www.megatron.cz/katalog-produktu/linearni-snimace-polohy/>>.

14. Seznam příloh

Název	Označení
Pevnostní kontrola spojky	Příloha 1
Pevnostní kontrola hřídelů	Příloha 2
Sestava zkušebního zařízení	MOS0026-001
Sestava přípravku	MOS0026-01
Výrobní výkres hnacího hřídele převod (A)	MOS0026-1
Výrobní výkres hnacího hřídele převod (B)	MOS0026-2
Výrobní výkres hnacího hřídele převod (C)	MOS0026-3
Výrobní výkres hnaného hřídele	MOS0026-4
CD s diplomovou prací ve formátu PDF	

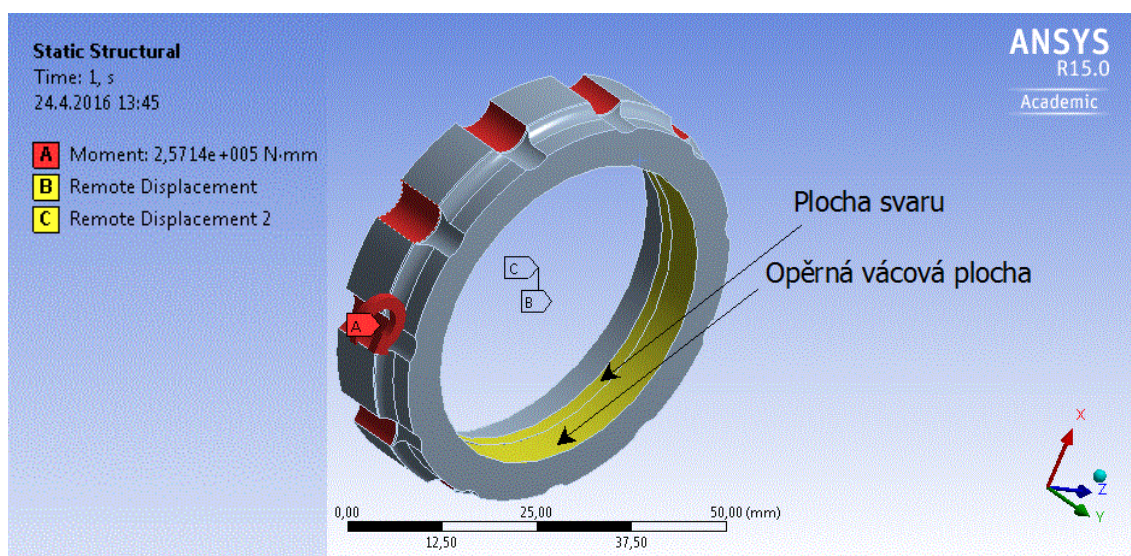
Příloha 1

Pevnostní kontrola spojky

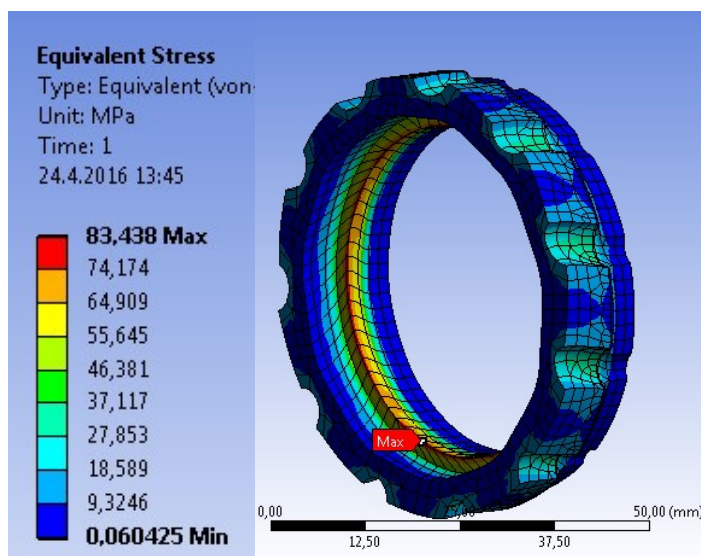
Výpočty napětí byly provedeny v software AnsysWorkbench.

a. Kontrola unášeče

Zadání okrajových podmínek je zobrazeno na obrázku 1.1. Unášeč je zatížen maximálním kroutícím momentem o velikosti 257,14 Nm (rovnice 10.1). Toto zatížení odpovídá maximálnímu kroutícímu momentu na výstupu ze zařízení. Součást je zavazbená na válcové ploše vazbou odebírající všechny stupně volnosti, kromě rotace kolem osy Y souřadného systému. Tuto rotaci odebírá vazba, která je přidělena k ploše svaru. Tyto vazby odpovídají reálným podmínkám.



Obr.1.1 Okrajové podmínky



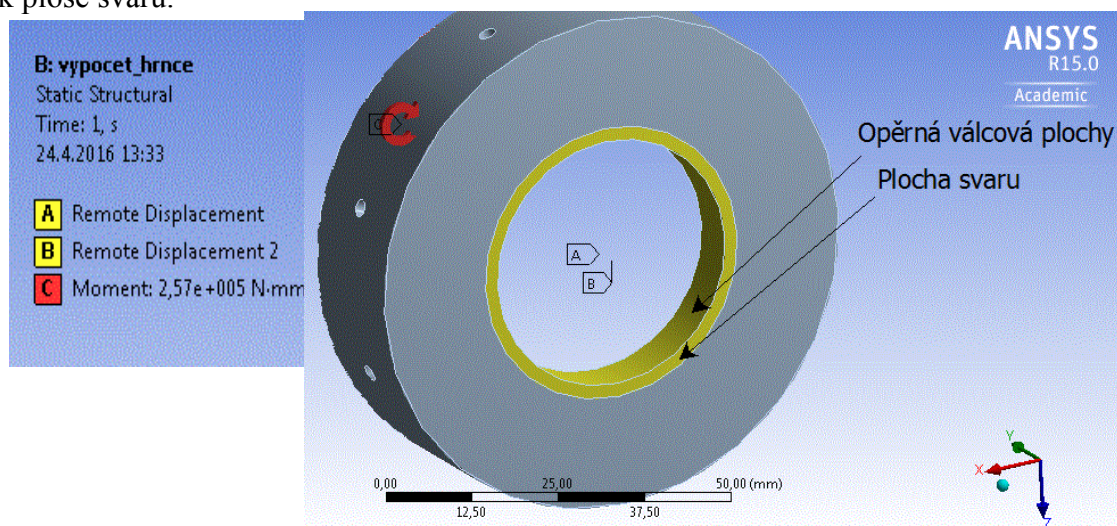
Obr.1.2 Výsledek výpočtu

Na obrázku 1.2 je zobrazeno vypočtené napětí v unášeči. Vypočtené maximální napětí 84 MPa je vyhovující. Navrhovaný materiál součásti je 12 060.1 o mezi kluzu $R_{e12\ 060.1} = 350$ MPa. Vypočtená bezpečnost je tedy $k_{su} = 4,16$.

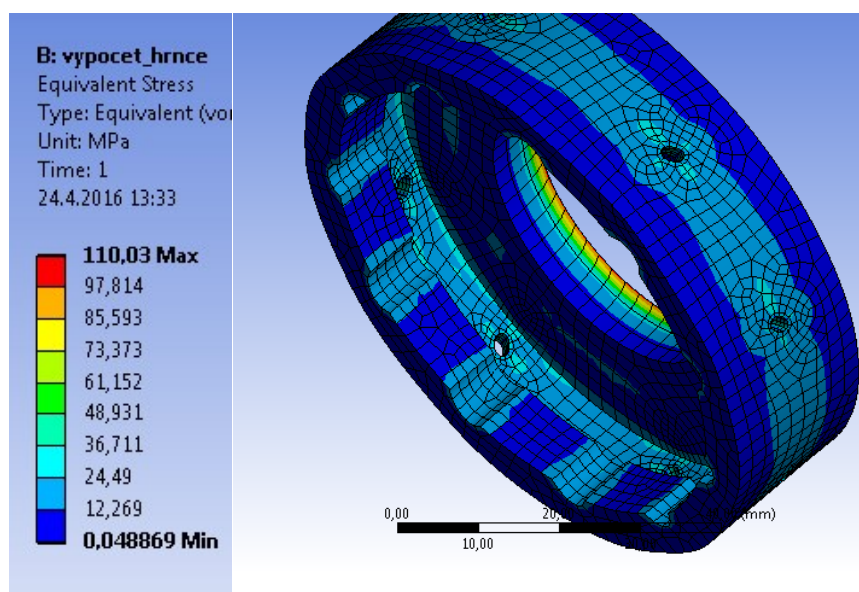
$$k_{su} = \frac{R_{e12\ 060.1}}{\sigma_{umax}} = \frac{350}{84} = 4,16$$

b. Kontrola hrnce spojky

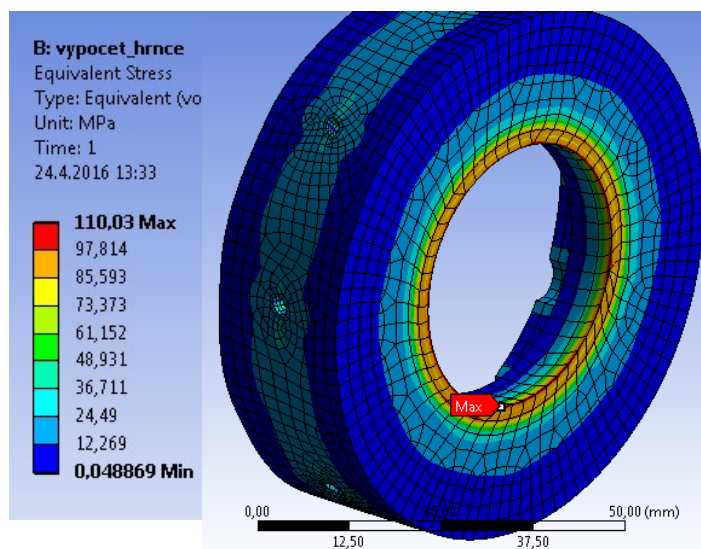
Zadání okrajových podmínek je zobrazeno na obrázku 1.3. Hrncovka spojky je zatížena maximálním kroutícím momentem o velikosti 257,14 Nm (rovnice 10.1). Toto zatížení odpovídá maximálnímu kroutícímu momentu na výstup ze zařízení. Součást je zavazbena na válcové ploše vazbou odebírající všechny stupně volnosti, kromě rotace kolem osy Y souřadného systému. Tuto rotaci odebírá vazba, která je přidělena k ploše svaru.



Obr.1.3 Okrajové podmínky



Obr.1.4 Výsledek napětí



Obr.1.5 Výsledné napětí

Na obrázku 1.4 a 1.5 je zobrazeno vypočtené napětí v hrnci spojky. Vypočtené maximální napětí 110 MPa se nachází pouze na hraně válcové plochy, kde je umístěn i svar. Jedná se nejspíš o chybu konvergence, nicméně i tak je vyhovující. Navrhovaný materiál součásti je 12 060.1 o mezi kluzu $R_{e12\ 060.1} = 350$ MPa. Vypočtená bezpečnost je tedy $K_{sH} = 3,18$.

$$k_{sH} = \frac{R_{e12\ 060.1}}{\sigma_{Hmax}} = \frac{350}{110} = 3,18$$

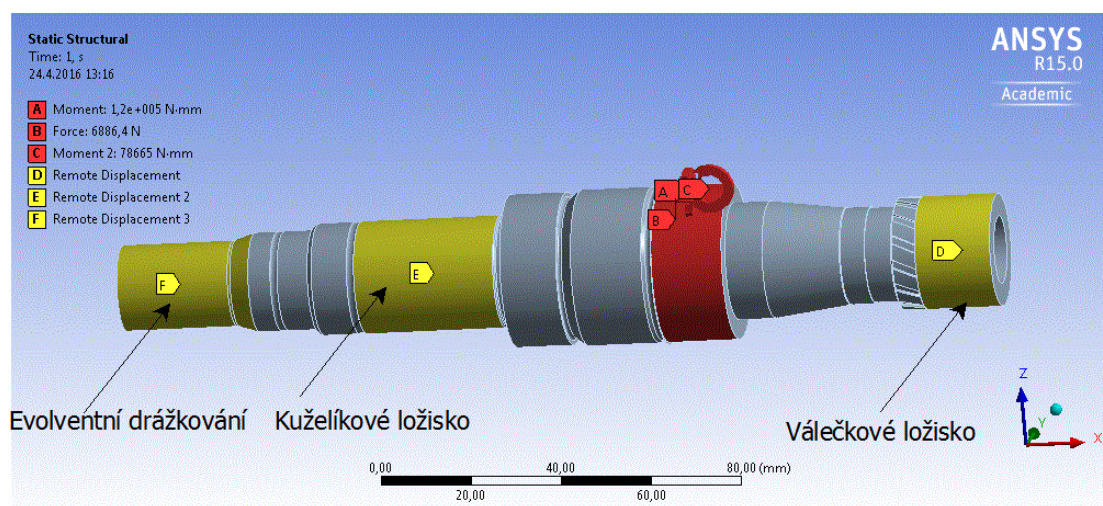
Příloha 2

Pevnostní kontrola hřídelů

Výpočty napětí byly provedeny v software AnsysWorkbench.

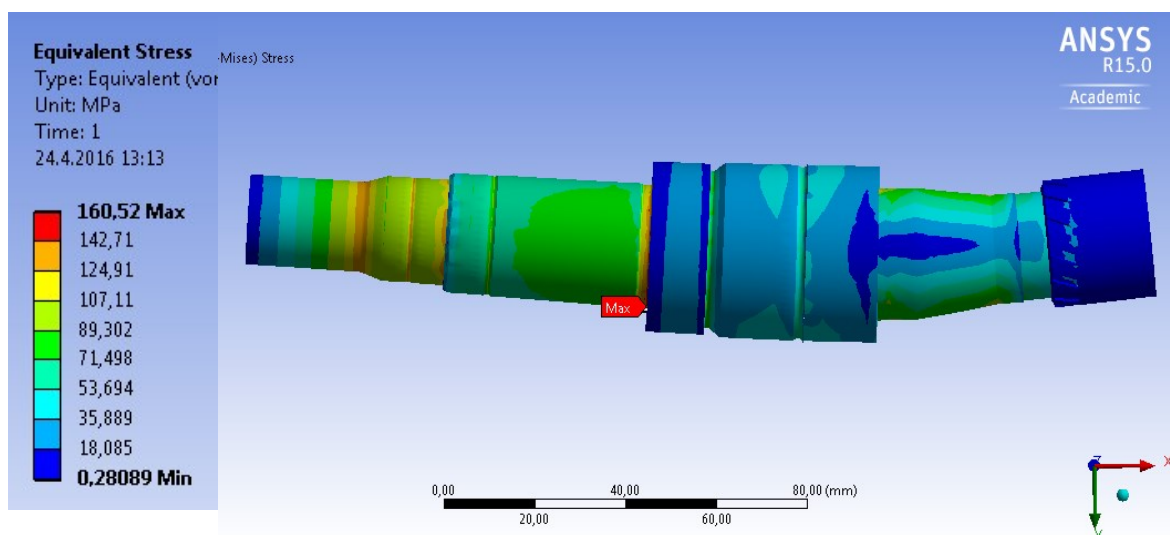
a. Kontrola hnací hřídele rychlostního stupně A

Na obrázku 2.1 je zobrazen výpočtový model hřídele. Pro urychlení výpočtu byly na hřídeli provedeny následující úpravy: Bylo odstraněno ozubení rychlostního stupně A, které je na hřídeli vyrobeno. Toto ozubení bylo nahrazeno válcem o roztečném průměru. Evolventní drážkování bylo nahrazeno válcem o velikosti patního průměru. Tato úprava bude ve výpočtu nahrazena součinitelem koncentrace napětí $\alpha_t=2$. Hřídel byl zatížen maximálními silami v ozubení pro příslušný rychlostní stupeň dle tabulky 9.1. Vazby v modelu byly užity tak, aby co nejvíce odpovídaly skutečnosti. Na plochách evolventního drážkování byla užitá vazba odebírající rotaci v ose hřídele. Zbylé stupně volnosti byly ponechány. Na ploše kuželíkového ložiska je vazba odebírající všechny posuvy, ale umožňující rotace kolem příslušných os. Válečkové ložisko je axiálně volné a odebírá tedy pouze dva stupně volnosti (dva posuvy).

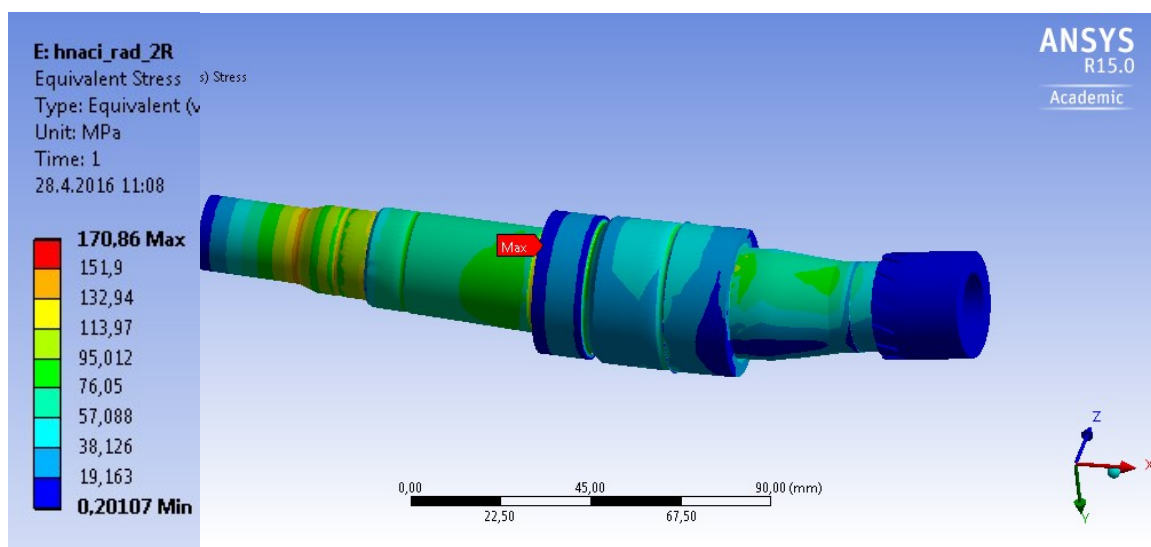


Obr. 2.1 Výpočtový model

Na obrázku 2.2 a obrázku 2.3 jsou zobrazena vypočtená napětí. Vypočtená napětí na obrázcích se mírně liší z důvodu změny směru otáčení. Maximální vypočtené napětí je 160 MPa. Pro výše uvedené zjednodušení bylo přepočteno napětí v drážkování na 277 MPa. Všechny vypočtené bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 9.5 a jsou zcela dostačující. Výpočte bezpečnosti byl proveden běžným způsobem.



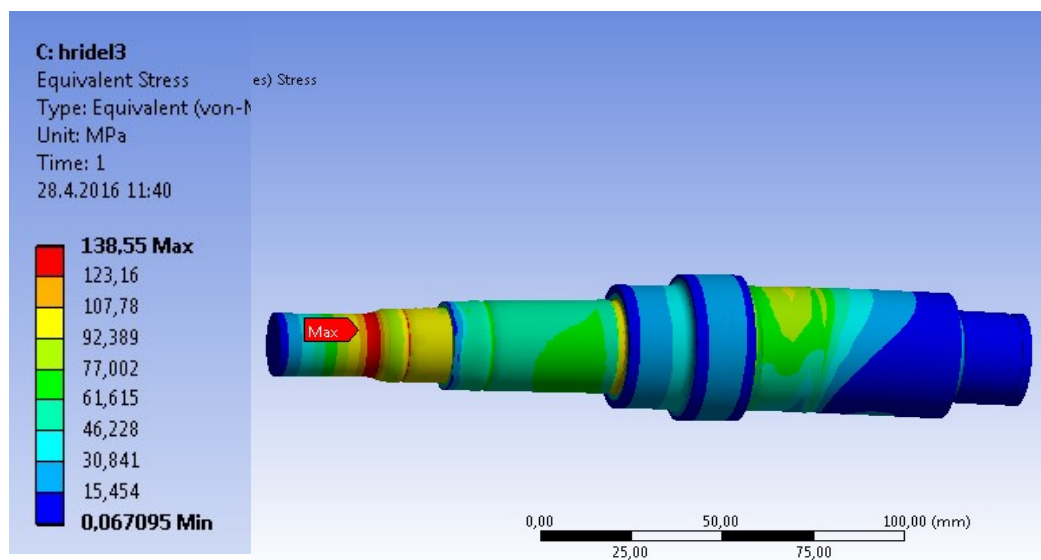
Obr.2.2 Vypočtená napětí



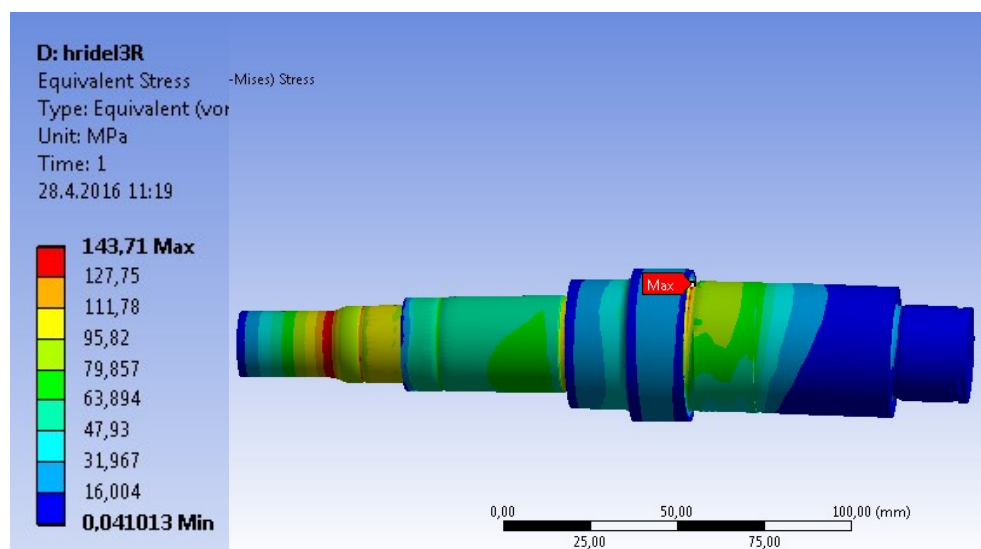
Obr.2.3 Vypočtená napětí reverzace.

b. Kontrola hnacích hřídelů rychlostních stupňů B a C

Geometrie hřídelů pro tyto rychlostní stupně je velmi podobná, proto bude proveden výpočet pouze pro rychlostní stupeň B. V tomto převodu vznikají větší síly v ozubení. Tvorba výpočtového modelu je obdobná jako v předchozím případě, proto zde nebude uvedena. Jediný rozdíl oproti předchozího případu je zavedení tlaku z nalisování kola na válcovou plochu, kde kolo ve skutečnosti je. Velikost tlaku z nalisování je $p_{nalis}=100\text{MPa}$.



Obr.2.4 Vypočtená napětí

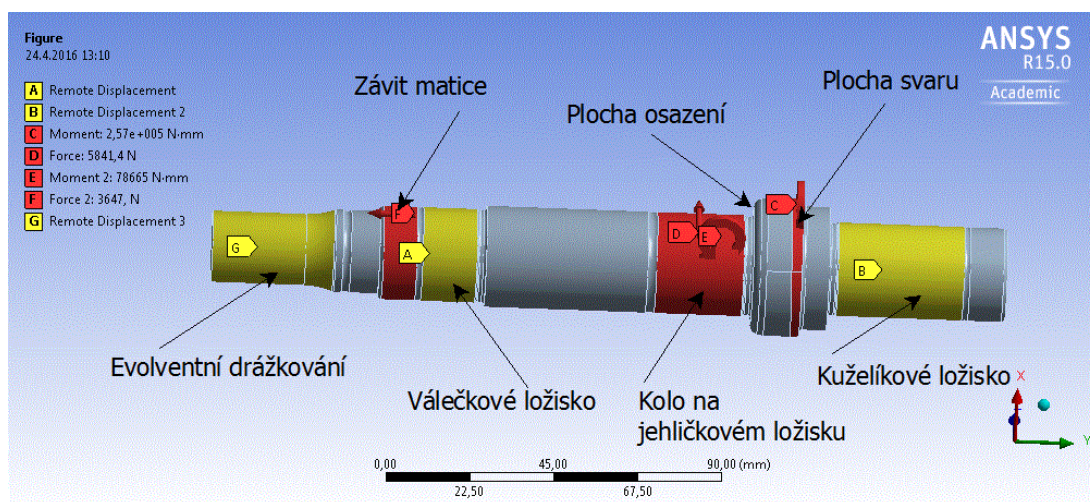


Obr.2.5 Vypočtená napětí reverzace

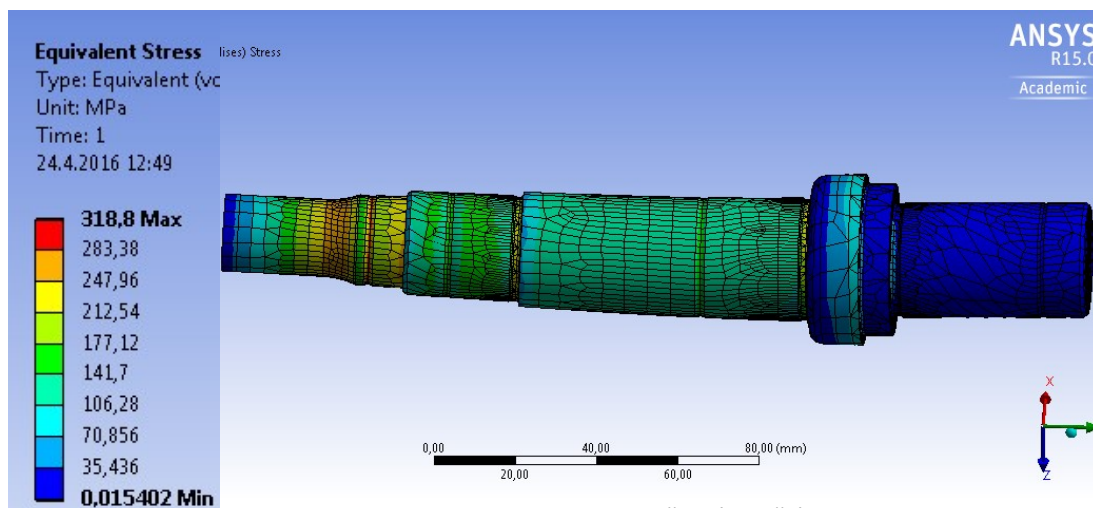
Na obrázku 2.4 a obrázku 2.5 jsou zobrazena vypočtená napětí. Vypočtená napětí na obrázcích se mírně liší z důvodu změny směru otáčení. Maximální vypočtené napětí je 143 MPa. Pro výše uvedené zjednodušení bylo přepočteno napětí v drážkování na 277 MPa. Všechny vypočtené bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 9.6 a jsou zcela dostačující. Výpočet bezpečností byl proveden běžným způsobem.

c. Kontrola hnané hřídele

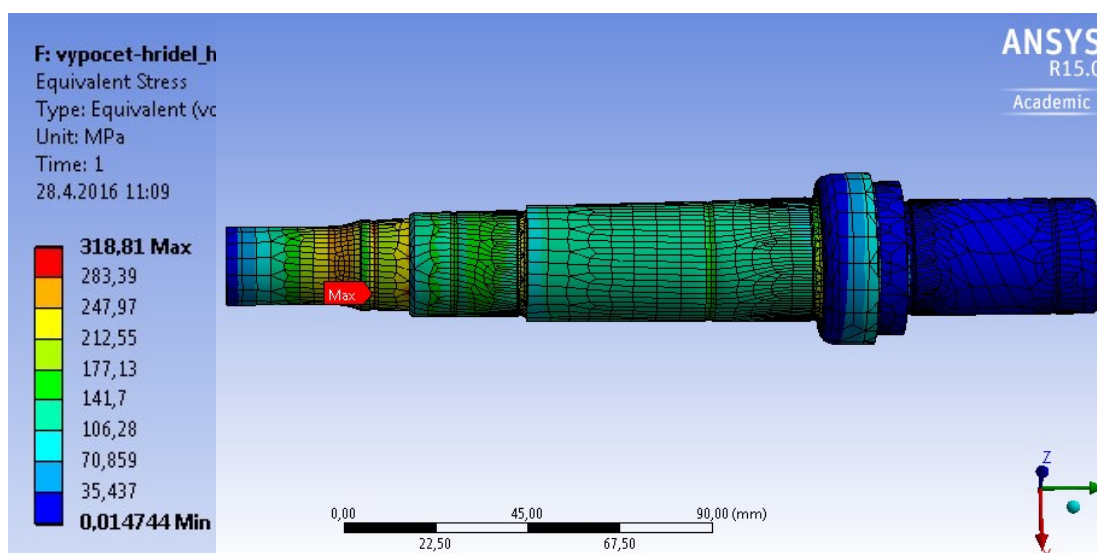
Na obrázku 2.6 jsou zobrazeny okrajové podmínky pro výpočtový model hřídele. Vazby jsou obdobné jako v předchozích případech. Radiální a tečná síla a ohybový moment od axiální síly jsou zavedeny na válcovou plochu, na které leží kolo. Axiální síla je pro daný směr otáčení zavedena na závitové ploše hřídele. Pro opačný směr otáčení bude tato síla zavedena na plochu osazení. Krouticí moment byl zaveden na plochu svaru. Výpočet byl proveden pro největší zatížení rychlostním stupněm A. Velikosti sil byly převzaty z tabulky 9.1.



Obr.2.6 Okrajové podmínky



Obr.2.7 Vypočtená napětí



Obr.2.8 Vypočtená napětí reverzace

Na obrázku 2.4 a obrázku 2.5 jsou zobrazena vypočtená napětí. Vypočtená napětí na obrázcích se mírně liší z důvodu změny směru otáčení. Maximální vypočtené napětí je 320 MPa. Pro výše uvedené zjednodušení bylo přepočteno napětí v drážkování na 566 MPa. Všechny vypočtené bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 9.7 a jsou zcela dostačující. Výpočet bezpečnosti byl proveden běžným způsobem.